

## МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ\*

В.А. Лашко, д.т.н., проф.;  
Тихоокеанский государственный университет  
А.В. Пассар, к.т.н., доц.  
Дальневосточный государственный университет путей сообщения

В настоящей работе предлагается комплексный метод расчета при проектировании проточной части радиально-осевой турбины, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированного двигателя. В качестве основной модели используется математическая модель расчета осесимметричного вихревого течения невязкой, нетеплопроводной сжимаемой жидкости. Выполненный расчет позволит на основе структуры потока в проточной части произвести оценку проектного решения проточной части радиально-осевой турбины.

В общем случае движение газов в проточной части радиально-осевой турбины, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированного двигателя, является трехмерным, неустановившимся и турбулентным. Даже современные возможности вычислительной техники и существующие методы вычислительной математики не позволяют рассчитывать такие типы течений. Поэтому при создании менее трудоемких и эффективных методов расчета авторы приняли ряд упрощающих допущений. Это способствовало появлению метода ЦНИДИ [1], который, опираясь на гипотезу квазистационарности, позволяет использовать расчетные методы турбин постоянного давления для определения параметров турбины, работающей в условиях нестационарного потока. К недостаткам этого подхода следует отнести не возможность варьирования геометрией турбины, поскольку в расчет закладывается, базируясь на экспериментальных данных, жестко-регламентированный вариант геометрии.

Предпринимались попытки других авторов как-то разрешить эту проблему, но все они свелись лишь к улучшению определенных положений метода ЦНИДИ.

В работах [2, 3], принимая во внимание существующие методы расчета, было предложено подойти комплексно к расчету и проектированию проточной части турбины, работающей в со-

ставе импульсной системы газотурбинного наддува комбинированного двигателя внутреннего сгорания.

Предложенный комплексный метод расчета состоит из четырех этапов (рис. 1).

На первом этапе производится проектирование проточных частей радиально-осевой турбины с различными геометрическими параметрами.

Второй этап заключается в определении эффективности проточных частей турбин, спроектированных на первом этапе. С этой целью, используя модель расчета ступени на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении, выполняется расчет характеристик турбины:  $\eta_T = f(\bar{H}_T)$  и  $G_T = f(\bar{H}_T)$ . Проверка адекватности предложенной модели осуществлялась путем сравнения заводских характеристик, полученных экспериментально, с расчетными характеристиками.

Третий этап заключается в расчете импульсов давлений  $p = f(\varphi)$  и температур  $T = f(\varphi)$  на входе в турбину с геометрическими параметрами определенными на первом и втором этапах. Для этой цели предлагается решить смешанную

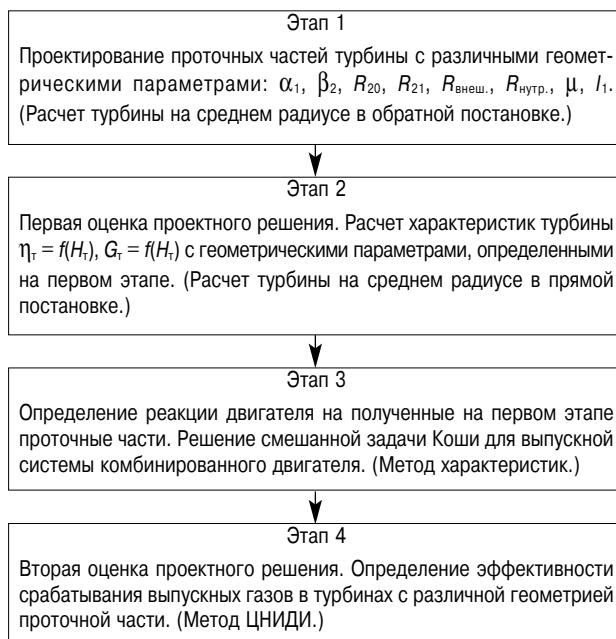


Рис. 1. Этапы комплексного метода расчета

\* Работа выполнена в рамках государственного контракта № П618.

задачу Коши для выпускной системы комбинированного двигателя с использованием метода характеристик.

Четвертый этап включает в себя решение вопроса об оценке эффективности срабатывания выпускных газов в турбине. В основу программы расчета на этом этапе положен метод расчета турбины в импульсном потоке, широко распространенный среди специалистов как метод ЦНИДИ [1]. В качестве исходной информации на этом этапе используются диаграммы изменения давления и температуры выпускных газов перед турбиной, полученные расчетным путем на предыдущем этапе, а также характеристики турбины, полученные расчетным путем на втором этапе. Выполнив расчет различных конструктивных вариантов турбины, определяем максимальное значение интегрального КПД срабатывания импульса  $\eta_{\text{ти}}$ , максимальное значение мощности турбины

$$N_T = \int_0^{\tau} H_T G_T \eta_T dt$$

и соответствующие этим значениям проточные части турбины.

В результате реализации этих четырех этапов была получена твердотельная модель рабочего колеса радиально-осевой турбины турбокомпрессорного ряда ТКР-14. На рис. 2 представлена твердотельная модель рабочего колеса полученная с использованием современных программных средств трехмерного моделирования [4].

В настоящей работе для оценки качества проточной части предлагается дополнить предложенный ранее комплексный метод расчета [2, 3] еще одним этапом, который заключается в расчете структуры потока в проточной части рабочего колеса. Для этой цели на пятом этапе предлагается использовать математическую модель осесимметричного вихревого течения

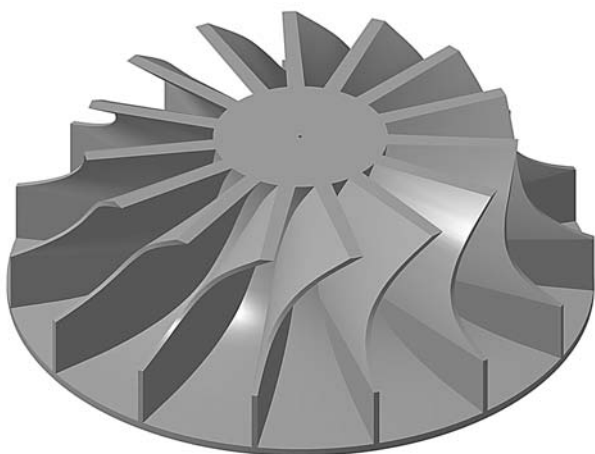


Рис. 2. Твердотельная модель рабочего колеса радиально-осевой турбины турбокомпрессорного ряда ТКР-14

невязкой сжимаемой жидкости, предложенную в работе [5].

Осесимметричный вихревой поток невязкой сжимаемой жидкости в радиально-осевых турбомашинах описывается следующей системой уравнений:

> уравнение движения в энергетической форме Крокко

$$w \cdot (\nabla \cdot c) = \nabla H^* - T \nabla S - F + T \frac{w}{w^2} \frac{dS}{dt}; \quad (1)$$

> уравнение неразрывности

$$\nabla(\chi \rho w) = 0; \quad (2)$$

> уравнение первого закона термодинамики

$$\frac{dU}{dt} + p \frac{dp^{-1}}{dt} = T \frac{dS}{dt}; \quad (3)$$

> уравнение состояния для идеального газа

$$p = \rho RT, \quad (4)$$

где  $dU = c_v dT$ ;  $H^* = J + \frac{w^2 - u^2}{2}$ ;

$$J = c_p T = \frac{kR}{k-1} T; \left( k = \frac{c_p}{c_v} \right).$$

В уравнениях (1)–(4) приняты следующие обозначения:  $\nabla H^*$  — градиент полного обобщенного теплосодержания в относительном потоке;  $J$  — энтальпия;  $\nabla S$  — градиент энтропии;  $T$  — абсолютная температура;  $F$  — массовая сила;  $U$  — внутренняя энергия;  $k$  — показатель изоэнтропии;  $c_p$  и  $c_v$  — теплоемкости при постоянном давлении и объеме;  $p$  — давление;  $\rho$  — плотность;  $R$  — газовая постоянная;  $w$  — относительная скорость;  $c$  — абсолютная скорость;  $u = \omega r$  — окружная скорость вращения ротора;  $\chi$  — коэффициент стеснения;  $r$  — расстояние от оси вращения.

При этом рассматривается установившийся вихревой поток. Причем завихренность обусловлена наличием лопастей в потоке. Энтропия  $S$  меняется поперек и вдоль линий тока. Жидкость сжимаемая и идеальная. Основным эффектом вязкости учитывается коэффициентом изоэнтропийности  $\sigma = \exp[(S_1 - S)/R]$ , который считается функцией параметров потока и координат. Принята гипотеза осевой симметрии потока.

Решение рассматриваемой задачи строится в полуфиксированной сетке методом прямых. Изменение коэффициента изоэнтропийности задается квадратичной зависимостью. Все производные заменяются центральными разностями. Уравнения движения и неразрывности представлены интегральными уравнениями. Расчет проводится методом последовательных при-

Основные показатели турбокомпрессоров

Показатели	ТКР-14-9А.2	ТКР-14С-26	ТКР-14С-27	ТКР-14В-30	ТКР-14Н-8А.2	ТКР-14С-28
Степень повышения давления	1,75	1,9	2,0	2,7	1,75	2,2
Подача компрессора, кг/с	0,35	0,4	0,61	0,9	0,47	0,63
Температура газа перед турбиной, °С:						
— длительно допустимая	650	650	650	652	650	650
— кратковременная	700	700	700	702	700	700
Частота вращения, об/мин	36 000	41 000	44 000	52 000	40 000	47 000
КПД компрессора	0,72	0,72	0,72	0,73	0,72	0,75
КПД турбины	0,74	0,74	0,74	0,72	0,74	0,73
Число цилиндров дизеля	6	6	6	6	8	8
Среднее эффективное давление дизеля, МПа	0,81	1,07	1,34	1,71	0,85	1,38

ближений. Степень приближения оценивается с точностью 1–3 %.

Для проверки адекватности предложенной математической модели осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевой турбины на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета выполнен цикл экспериментальных исследований серии турбокомпрессоров типа ТКР-14 [6] (табл. 1).

Измеряемые величины на выходе из рабочего колеса турбины (угол выхода потока  $\alpha_2$ , абсолютная скорость  $c_2$ ) являются случайными величинами. И по этой причине они подчиняются какому-либо закону, характеризующему случайную величину. Для обработки экспериментальных данных полей скоростей на выходе из рабочего колеса был использован пакет прикладных программ Mathcad [7, 8]. Mathcad имеет богатый набор функций математической статистики, позволяющих вычислять характеристики выборки данных (средние величины, дисперсию, коэффициенты корреляции и другие), плотности вероятности, функции вероятности, квантили вероятности для 17 различных видов распределения случайных величин.

В настоящей работе для оценки параметров выборки данных и оценки видов распределения абсолютной скорости  $c_2$  и углов выхода потока  $\alpha_2$  использовались следующие функции пакета Mathcad:

mean(x) — возвращает выборочное среднее значение элементов массива x;

stdev(x) — возвращает среднеквадратическое (или стандартное) отклонение (standard deviation) элементов массива x;

qt(P, k) — возвращает квантиль распределения по Стьюденту; здесь P — вероятность попадания числа внутри доверительного интервала; k = n – 1 — число степеней

свободы; m — объем выборки.

Доверительный интервал определялся исходя из вероятности попадания числа внутри интервала 96 %.

Отклонение от среднего арифметического определялось по следующей формуле:

$$d_i = qt(0,96, k)stdev(x).$$

Тогда верхняя и нижняя границы доверительного интервала будут равны

$$V_{gr} = \text{mean}(x) + d_i;$$

$$N_{gr} = \text{mean}(x) - d_i.$$

Результаты статистической обработки экспериментальных полей абсолютной скорости  $c_2$  и углов выхода потока  $\alpha_2$  сведены в табл. 2 и 3.

Сравнение результатов расчета осесимметричного течения по методу Я.А. Сироткина с результатами эксперимента показывает, что имеется незначительное расхождение экспериментальных и расчетных значений абсолютных скоростей (рис. 3, а) и углов выхода потока  $\alpha_2$  (рис. 3, б).

Таблица 2

Результаты статистической обработки экспериментальных значений абсолютной скорости  $c_2$  (м/с) за рабочим колесом турбины ТКР-14С-27

Высота лопатки	R = 20	R = 31	R = 37	R = 42	R = 45	R = 48	R = 51	R = 53
	мм							
Эксперимент № 1	81,4	103,4	121,7	130,1	133,1	149,2	148,2	163,3
Эксперимент № 2	80,2	110,2	125,9	132,4	139,8	145	158,4	160,5
Эксперимент № 3	71,6	99,5	115,1	129,2	145,7	138,1	152,1	153
Эксперимент № 4	77,1	106,5	118,5	133,4	135,4	145,9	151,6	159,7
Эксперимент № 5	73	106,8	121,9	128,5	142,1	147,8	158,6	161,6
Эксперимент № 6	80,3	112	120,7	139,6	138,5	149,9	154,2	167,2
Осредненное значение	77,3	106,4	120,6	132,2	139,1	146	153,9	160,9
Расчетная величина $c_2$	76,9	109,9	126,2	137,3	146,2	154	161,5	169
Погрешность расчета, %	0,5	–3,3	–4,6	–3,9	–5,1	–5,5	–4,9	–5
Верхняя граница доверительного интервала	85,5	115,5	127,9	140,4	148,2	154,6	162	170,2
Нижняя граница доверительного интервала	69	97,3	113,4	124	130	137,4	145,7	151,5
Отклонение от среднего арифметического	8,2	9,1	7,2	8,2	9,1	8,6	8,1	9,3

Таблица 2

**Результаты статистической обработки экспериментальных значений углов выхода потока  $\alpha_2$  (град) за рабочим колесом турбины ТКР-14С-27**

Высота лопатки	$R = 20$	$R = 31$	$R = 37$	$R = 42$	$R = 45$	$R = 48$	$R = 51$	$R = 53$
	мм							
Эксперимент № 1	36°20'	48°54'	56°24'	62°36'	63°30'	78°48'	82°48'	85°36'
Эксперимент № 2	39°48'	51°12'	54°6'	67°	68°42'	69°54'	75°12'	78°18'
Эксперимент № 3	37°18'	45°6'	55°18'	60°	67°	72°24'	78°42'	80°42'
Эксперимент № 4	38°42'	50°48'	52°42'	62°24'	71°	72°48'	81°	84°24'
Эксперимент № 5	39°24'	47°18'	56°	62°48'	68°24'	71°48'	75°24'	85°48'
Эксперимент № 6	42°30'	49°12'	59°	60°	66°30'	71°72'	77°36'	81°48'
Осредненное значение	39°	48°54'	55°36'	62°30'	67°36'	72°54'	78°24'	82°48'
Расчетная величина $\alpha_2$	40°45'	50°39'	57°41'	63°58'	70°43'	77°11'	82°29'	87°44'
Погрешность расчета, %	-4,5	-3,6	-3,8	-2,4	-4,6	-5,9	-5,2	-6,3
Верхняя граница доверительного интервала	43°18'	53°30'	59°54'	67°36'	72°42'	79°	84°30'	88°48'
Нижняя граница доверительного интервала	36°24'	44°18'	51°18'	57°18'	62°24'	66°48'	72°24'	76°48'
Отклонение от среднего арифметического	4°18'	4°24'	4°18'	5°6'	5°6'	6°6'	6°6'	6°

Как показали результаты расчетов, наибольшие расхождения в периферийной зоне потока. Расчетные величины имеют завышенные значения: для абсолютной скорости 5,5 %, для углов выхода потока 6,3 %. Это можно объяснить следующим образом:

➤ метод Я.А. Сироткина не учитывает влияния зазора между рабочими лопатками и корпусом турбины на периферийную структуру потока;

➤ метод не учитывает

влияние вторичных течений на величину углов выхода потока в области за рабочим колесом.

В целом расчет можно признать удовлетворительным, так как расчетные значения скоростей и углов лежат в пределах доверительного интервала.

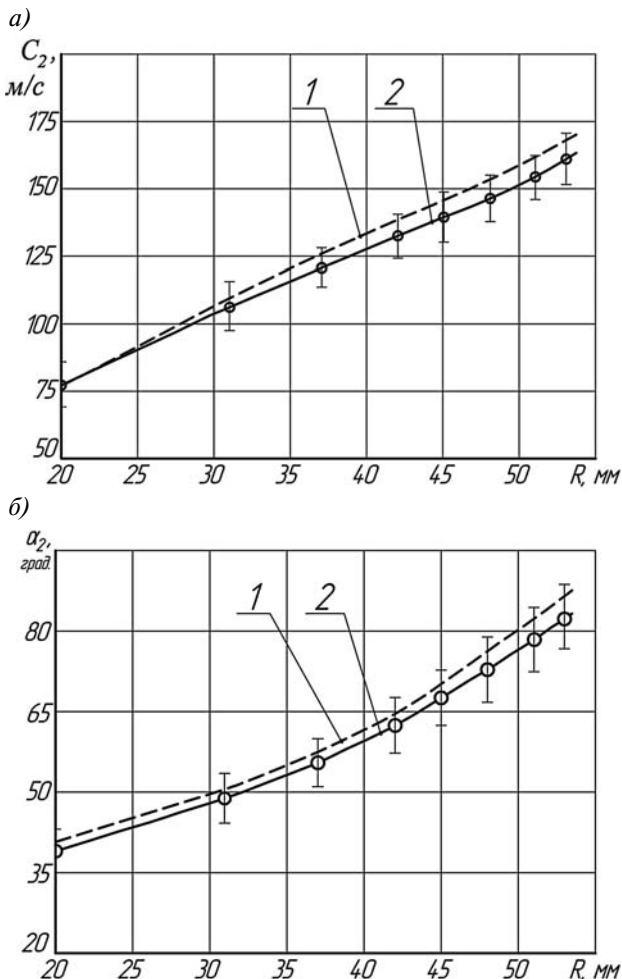
**Результаты расчетов.** Используя пакет прикладных программ MATLAB [9], была составлена программа для расчета потока в проточной части. Расчет производился в следующих диапазонах изменения коэффициента напора характеристики турбины  $\eta_T = f(\bar{H}_T)$ : для опытной турбины  $\bar{H}_T = 0,856-1,92$ . Результаты приведены на рис. 4–6 для следующих расчетных режимов:

**Режим № 1** — точка малого теплоперепада  $\bar{H}_T = 0,856$  (течение с обратными токами); КПД турбины  $\eta_T = 0,73$ ; расход газов  $G_T = 0,1784$  кг/с; давление на входе  $p_{g1}^* = 0,13$  МПа; коэффициент скорости  $\psi = 0,858$ ; степень реактивности  $\rho = 0,53$ ; решение было найдено за 42 итерации при коэффициенте релаксации  $\alpha = 0,15$ .

**Режим № 2** — коэффициент напора  $\bar{H}_T = 1,431$ ; КПД турбины  $\eta_T = 0,804$ ; расход газов  $G_T = 0,2653$  кг/с; давление на входе  $p_{g1}^* = 0,15$  МПа; коэффициент скорости  $\psi = 0,8962$ ; степень реактивности  $\rho = 0,467$ ; решение было найдено за 10 итераций при коэффициенте релаксации  $\alpha = 0,15$ .

**Режим № 3** — точка максимума КПД  $\bar{H}_T = 1,918$ ; КПД турбины  $\eta_T = 0,817$ ; расход газов  $G_T = 0,3356$  кг/с; давление на входе  $p_{g1}^* = 0,17$  МПа; коэффициент скорости  $\psi = 0,915$ ; степень реактивности  $\rho = 0,421$ ; решение было найдено за 10 итераций при коэффициенте релаксации  $\alpha = 0,5$ .

Частота вращения для всех режимов  $n = 46\,335$  об/мин.



**Рис. 3. Экспериментальное и расчетное распределение абсолютных скоростей (а) и углов выхода потока за рабочим колесом (б):**

1 — расчет по методу Я.А. Сироткина после 58 приближений (коэффициент релаксации  $\alpha = 0,1$ ); 2 — по данным эксперимента

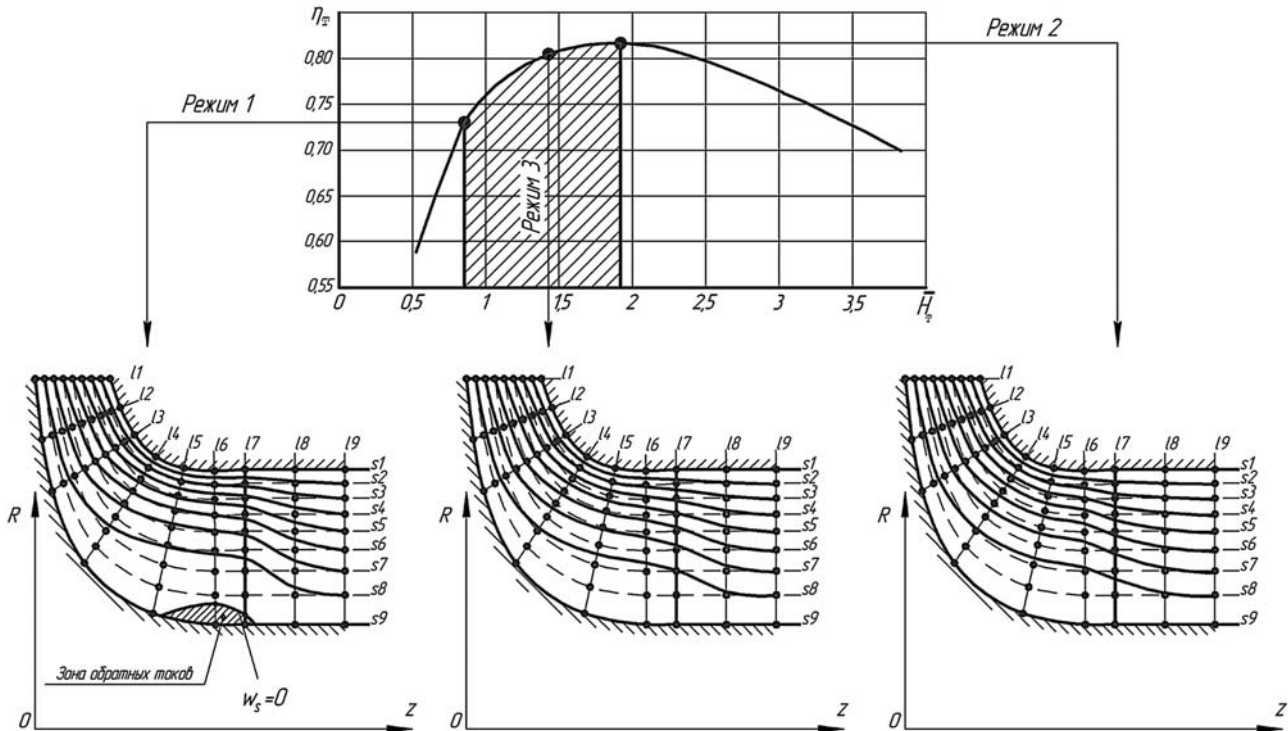


Рис. 4. Результаты расчета поверхностей тока для расчетной области опытной турбины турбокомпрессорного ряда ТКР-14

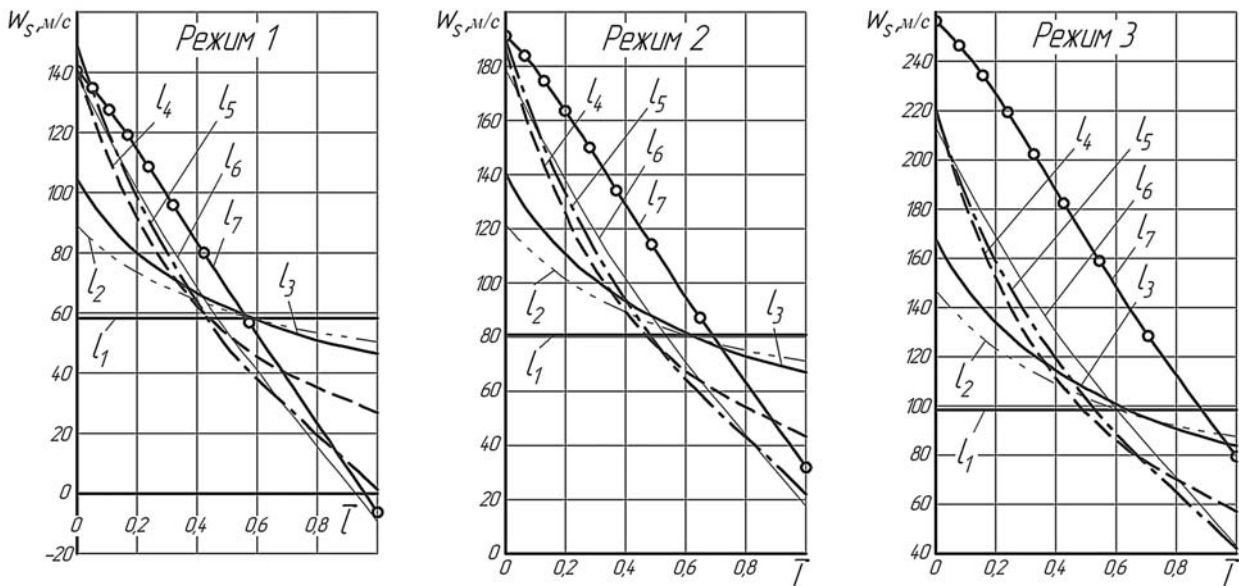


Рис. 5. Распределение меридианных скоростей  $w_s$  в зависимости от относительной длины нормалей  $\bar{l}$

В результате расчета осесимметричного течения в рабочих колесах были получены меридианные проекции скорости  $w_s$  во всех узлах сетки расчетной области. На рис. 5 показано распределение меридианных скоростей в зависимости от относительной длины нормалей  $\bar{l}$ . Как видно, для всех расчетных областей с увеличением кривизны канала величина скорости в поперечных сечениях растет от внутреннего ( $\bar{l} = 1$ ) к внешнему ( $\bar{l} = 0$ ) обводу профиля. Перепад скорости  $w_s$  нарастает:

для расчетного режима № 1 вплоть до сечения  $\bar{l}_6$ , достигая своего максимального значения 149 м/с; для расчетных режимов № 2 и 3 вплоть до сечения  $\bar{l}_5$ , достигая максимальных значений 168 и 178 м/с соответственно.

Таким образом, с возрастанием коэффициента напора происходит и нарастание перепада скорости  $w_s$ .

На рис. 4 тонкими штриховыми линиями показаны линии предварительного разбиения

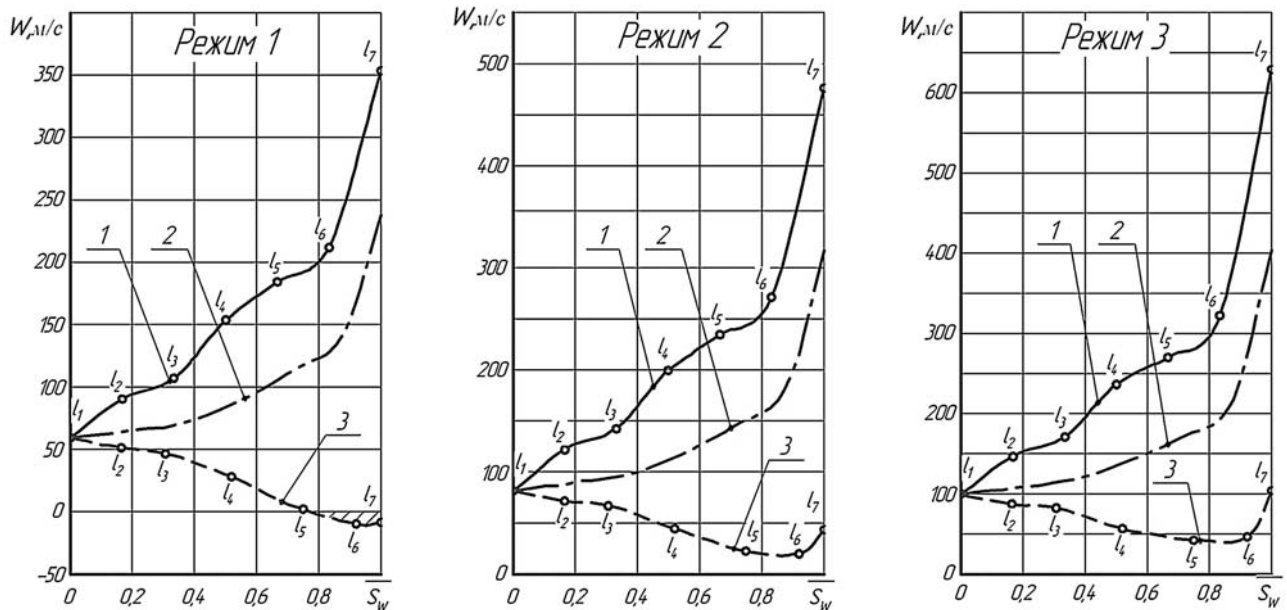


Рис. 6. Распределение относительной скорости  $w$  вдоль линий тока осредненного осесимметричного течения в расчетной области рабочего колеса опытной турбины:  
 1 — линия тока 1; 2 — линия тока 5; 3 — линия тока 9

канала по принципу равных кольцевых площадей, толстыми линиями — линии тока, определенные в результате последовательных приближений. Из этого видно, что поверхности тока окончательного приближения существенно отличаются от поверхностей тока исходного приближения. Во всех расчетных областях сходимость по скоростям  $w_s$  составила менее 1%; среднее время, затраченное процессором на одну итерацию, составило 0,0122–0,014 с. Расчеты проводились на персональном компьютере с процессором AMD Athlon 64X2 5600 + частотой 2,8 ГГц, объем оперативной памяти 2048 Мб.

С увеличением кривизны канала линии тока «поджимаются» к корпусу турбины, что хорошо видно на рис. 4. Особенно сильно это выражено при работе турбины на малых давлениях на входе в случае расчетного режима № 1 с низким коэффициентом напора; для опытной турбины в области линий  $l_5$ ,  $l_6$  и  $l_7$ .

В области прямых  $l_7$  и  $l_8$  линии тока поджаты к корпусу турбины. В этих сечениях, как показали результаты расчетов режима № 1, получаются отрицательные значения меридиональных скоростей  $w_s = 6–9$  м/с. Это обстоятельство дает основание предполагать о возникновении отрыва потока (обратный ток в идеальной жидкости). На рис. 4 зона обратных токов заштрихована. Граница отрывной зоны определена при условии  $w_s = 0$ . В безлопаточном пространстве за рабочим колесом поток выравнивается, и скорость практически не изменяется по длине  $l$ . С увеличением теплоперепада, срабатываемого в турбине, поверх-

ности тока несколько выравниваются; так, в случае режима № 3 линии тока плавней, чем в случае режима № 1.

Из данных, приведенных на рис. 5, были получены распределения полных скоростей  $w$  по обводам профиля (рис. 6). По оси абсцисс отложено безразмерное расстояние  $s_w$  длины обвода, отнесенное к общей длине обвода. По оси ординат отложена полная скорость  $w = w_s / \sin\beta$ . Точками на кривых помечены концы линий  $l$ . Для всех расчетных режимов скорость  $w$  по внешнему обводу меридианного профиля при увеличении  $s_w$  возрастает. На участке от линии  $l_6$  до линии  $l_7$  возрастание скорости  $w$  происходит более интенсивно, чем на остальных участках.

Вдоль внутренней линии меридионального обвода падение скорости распространяется на участок от линии  $l_1$  до линии  $l_6$ .

Как показали результаты расчетов режима № 3, для опытной турбины имеются сверхзвуковые включения скорости  $w$  в выходном сечении  $l_7$ , для линий тока  $s_1$ ,  $s_2$  и  $s_3$  ( $M_w > 1$ ), однако при этом во всей области течения меридиональная скорость  $w_s$  меньше скорости звука. При моделировании течений с коэффициентами напора  $\bar{H}_T > 1,916$  нарушается условие эллиптичности,  $M_s > 1$  и решение не может быть найдено, о чем свидетельствуют осцилляции линий тока.

#### Выводы

1. Применение модели осесимметричного вихревого течения невязкой нетеплопроводной жидкости (несмотря на имеющиеся упрощающие допущения) позволяет улучшить качество

проектирования проточной части радиально-осевой турбины, работающей в нестационарном потоке импульсной системы наддува КДВС.

2. Полученная с использованием метода Я.А. Сироткина структура потока в проточной части рабочего колеса дает возможность по кривизне полученных линий тока и распределению относительных скоростей по высоте проточной части определить отрывную зону при работе турбины на режимах малого теплоперепада (рис. 4, режим 1).

3. По плавности изменения относительной скорости вдоль линий тока (рис. 4) можно зафиксировать наличие диффузорных участков и внести соответствующие коррективы в принятые геометрические параметры проточной части турбины.

#### Литература

1. Байков Б.П. Особенности расчета турбины, работающей на газах переменного давления / Б.П. Байков // Труды ЦНИДИ. — 1955. Вып. 28. — С. 68–87.
2. Лашко В.А. Пассар А.В. Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува поршневых двигателей // Матема-

тическое моделирование: Сб. науч. тр. НИИКТ. — Хабаровск, 2000. — С. 119–128.

3. Лашко В.А. Пассар А.В. Численная реализация комплексного подхода к проектированию проточной части турбины, работающей в составе КДВС // Актуальные проблемы создания и эксплуатации комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Материалы международной научно-технической конференции «Двигатели — 2002» — Хабаровск, 2002. — С. 31–34.

4. Потемкин А.Е. Твердотельное моделирование в системе КОМПАС-3D. — СПб. : БХВ-Петербург, 2004. — 512 с.

5. Сироткин Я.А. Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах / Изв. АН СССР, ОТН // Механика и машиностроение. — 1963. — № 3. — С. 16–28.

6. Лашко В.А. Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания. — Владивосток : Дальнаука, 2009. — 445 с.

7. Кирьянов Д.В. Mathcad 12. — СПб. : БХВ-Петербург, 2005. — 576 с.

8. Макаров Е.Г. Инженерные расчеты в Mathcad. Учебный курс. — СПб. : Питер, 2003. — 448 с.

9. Потемкин В.Г. Вычисления в среде MATLAB. — М. : ДИАЛОГ-МИФИ, 2004. — 720 с.



НОВОСТИ ГРУППЫ СИНАРА

### ХОЛДИНГ «СИНАРА-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ» ГОТОВИТ К ВЫПУСКУ НОВЫЙ МАГИСТРАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЗ ТЭМ8

ОАО «Синара-Транспортные машины», ООО «Мечел-Транс Восток» и ОАО ВТБ Лизинг заключили трехсторонний контракт на производство и поставку для ОАО «Мечел-Транс Восток» 18 единиц односекционных восьмиосных тепловозов ТЭМ8. Согласно контракту магистральные тепловозы ТЭМ8 будут поставлены ООО «Мечел-Транс Восток» в течение 2012–2014 гг. Производство и сервисное обслуживание будет осуществлять Людиновский тепловозостроительный завод, входящий в ОАО «Синара-Транспортные машины». Новый магистральный односекционный тепловоз ТЭМ8 будет разработан на базе экипажной части маневрово-вывозного тепловоза с электрической передачей ТЭМ7А и оснащен силовой установкой мощностью 2206 кВт (3000 л. с.) производства GE Transportation Parts LLC (США).

По заявлению генерального директора ООО «УК Мечел-Транс» Александра Стародубова приобретаемые в лизинг локомотивы будут использоваться на 315-километровой железнодорожной ветке Улак–Эльга, соединяющей Эльгинский угольный комплекс Группы «Мечел» с Байкало-Амурской магистралью. Компания «Синара-Транспортные

машины» изготовит тепловозы, специально предназначенные для использования в горной местности и сложных климатических условиях, которые не только дадут возможность максимально эффективно использовать участок железной дороги Улак–Эльга, но и существенно сэкономить на транспортных издержках. В соответствии с плановыми объемами добычи на Эльгинском угольном комплексе до 2014 г. приобретаемые локомотивы позволят обеспечить своевременные поставки эльгинского угля.

ОАО «Синара-Транспортные машины» (СТМ) — дивизиональный холдинг, входящий в состав ЗАО Группа Синара. СТМ объединяет: ОАО «Уральский завод железнодорожного машиностроения» (г. Верхняя Пышма, Свердловская область), ОАО «Людиновский тепловозостроительный завод» (г. Людиново, Калужская область), ООО «Уральский дизель-моторный завод» (Екатеринбург), ООО «Центр инновационного развития СТМ» (Екатеринбург), ООО «СТМ-сервис». Направления деятельности: локомотивостроение, инжиниринг, организация сети сервисного обслуживания.

<http://www.sinara-group.com>