

ДВИГАТЕЛИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

УДК621.431

© Л.Л. КАРТОВИЦКИЙ, 2009

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЕГО АКУСТИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ

Лев Леонидович КАРТОВИЦКИЙ родился в 1958 г. в городе Москве. Доцент МАИ. Кандидат технических наук. Основные интересы — в области гидрогазодинамики, авиационной акустики, математического моделирования, обработки эксперимента, теории управления. Автор более 30 научных работ. E-mail:levka_58@mail.ru.

Lev L. KATOVITSKIY, Ph.D., was born in 1958 in Moscow. He is Associate Professor at the MAI. His major research interests are in gas dynamics, aviation acoustic, mathematical modeling, processing experimental data, control theory. He has published more than 30 technical papers. E-mail:levka_58@mail.ru>.

Рассматривается алгоритм разработки математической модели, оценивающей параметры дозвуковых и трансзвуковых вентиляторов ТРДД с учётом оптимизации параметров рабочего процесса на нерасчётных режимах работы с целью оценки уровня шума компрессора низкого давления.

The development algorithm of the mathematical model, estimating parameters of subsonic and transonic fans is considered using optimization for off-design operating regimes with the purpose to estimate the noise power for low pressure compressor.

Ключевые слова: вентилятор, оптимизация, модель, лопатка, потери, шум вентилятора.

Key words: fan, optimization, model, blade, losses, fan noise.

Обозначения

π_v^* — степень сжатия вентилятора;
 η_v^* — коэффициент полезного действия;
 $G_{v\text{ пр}}$ — приведенный расход воздуха;
 $n_{\text{пр}}$ — приведенные обороты;
 L_w — акустическая мощность;
 M_{w1} — число Маха в относительном движении;
 $Diff$ — диффузорность;
 H_T — теоретическая удельная работа (напор)
ступени;

w — скорость потока в относительном движении;
 u — скорость потока в окружном направлении;
 c — осевая скорость потока;
 c_p — теплоемкость;
 p — давление;
 T — температура;
 R — газовая постоянная;
 k — показатель адиабаты;
 b — хорда лопатки;
 t — шаг решетки;
 ξ — потери в решетке;
 q — газодинамическая функция;
 β — угол направления потока.

Индексы

- v — параметры вентилятора;
- mod — параметры модели;
- 1,2 — параметры на входе и выходе из решетки;
- * — параметры торможения;
- rk — параметры рабочего колеса;
- da — параметры спрямляющего аппарата.

Введение

При создании ТРДД четвертого и, особенно, пятого поколений оптимальная интеграция системы «двигатель — летательный аппарат» и минимизация уровня шума лопаточной машины являются одними из основных условий при выборе параметров двигателя. Характерной особенностью вентиляторов современных ТРДД является тенденция снижения максимальных окружных скоростей до уровня 380—400 м/с. В этой связи особую актуальность приобретает проблема разработки адекватных математических моделей вентилятора как генератора звуковой мощности, которые сочетали бы в себе расчёт кинематических и термодинамических параметров двигателя с учетом потерь в лопаточных венцах по параметру диффузорности Либляйна и оценку уровней шума. Именно такой подход и предлагается в данной статье.

Требования к математической модели вентилятора

При решении задач интеграции «двигатель — летательный аппарат» требуется выполнить:

- оценку кинематических и газодинамических параметров, определяющих уровни шума двигателя и эффективные параметры силовой установки;
- оценку возможностей двигателя обеспечить летательный аппарат требуемым уровнем тяги и темпом ее изменения во всех возможных условиях полёта;
- оценку работоспособности узлов при создании требуемых тяговых характеристик в составе определенного типа ЛА.

Для проведения анализа допустимости параметров течений лопаточной машины в требуемом диапазоне изменений условий эксплуатации необходимо моделировать нерасчетные режимы работы отдельных узлов двигателя. Знание параметров двигателя на нерасчетных режимах позволит выполнить оптимизацию с учетом его характеристик в лопаточных машинах.

Диапазон рабочих параметров двигателя должен соответствовать пределам работоспособности его узлов. Для поиска области эксплуатационной работоспособности двигателя при оптимальном

уровне характеристик его узлов необходимо моделировать изменение рабочих параметров на уровне физических процессов в межлопаточном канале вентилятора. В этих условиях характеризовать работу лопаточной машины следует путем оценки ее термогазодинамических и кинематических параметров, уровни которых должны удовлетворять диапазонам эксплуатационных ограничений, которые определяются:

- режимом работы рабочего колеса;
- режимом работы направляющего аппарата;
- аэродинамической нагруженностью профиля лопатки;
- условиями обтекания профиля лопатки;
- потерями в ступени;
- уровнем шума.

Математическая модель узла двигателя сопровождает его в течение жизненного цикла [1] и должна:

- обеспечивать математическое моделирование процессов на любой стадии жизненного цикла двигателя;
- оценивать шумовые характеристики ЛА именно по результатам моделирования рабочего процесса в лопаточной машине вместо оценок, традиционно даваемых на основе мультипликативных моделей уровней шума [2], и т.д.

Требования к математической модели позволяют поставить следующую задачу: разработать модель вентилятора, позволяющую оценить его газодинамические и кинематические параметры для возможного диапазона изменения режимов работы двигателя. Разработанная модель моделирует рабочий процесс на уровне лопаточной машины, включая расчетные и нерасчетные режимы работы, рабочие параметры которых являются основными факторами генерации шума вентилятора по параметру диффузорности Либляйна.

Структура и идеология математической модели

Модель вентилятора формализована в виде задачи оптимизации параметров вентилятора, характеризуемых тремя группами переменных:

1. Проектные переменные — значения расхода, геометрия первого приближения, показатели эффективности цикла в виде обобщенных характеристик

$\pi_v^*, \eta_v^* = f(G_{vпр}, n_{пр})$ на расчетном режиме, задаваемые исходя из опыта проектирования.

2. Газодинамические и кинематические параметры, определяющие режимы течения газа в точной части ступени.

3. Параметры оптимизации, варьирование которых позволяет обеспечить выполнимость соот-

ношений, моделирующих процессы в ступени (углы натекания и выхода потока, потери и др.).

Акустическая модель вентилятора [2] формализована в виде ортогональной аппроксимации поля характеристик, задаваемых в виде зависимости уровня широкополосной составляющей шума от относительного числа Маха M_{w1} и критерия диффузорности: $Diff: L_w = f(M_{w1}, Diff)$.

Таким образом, задача оптимизации режимов работы вентилятора может решаться следующим образом:

На первом этапе определяются геометрические характеристики и уровень потерь вентилятора для возможного диапазона его работы, в пределах которого достигается минимальное рассогласование между заданными обобщенными характеристиками

$\pi_v^*, \eta_v^* = f(G_{vpp}, n_{pp})$ и характеристиками, которые обеспечиваются в результате проектирования проточной части, профилирования лопаток и моделирования работы вентилятора на нерасчетных режимах:

$$\min \Phi = \left\{ \pi_v^*, \eta_v^* = f(G_{vpp}, n_{pp}) - \pi_{v \text{ mod}}^*, \eta_{v \text{ mod}}^* \right\}^2;$$

$$Y = (\alpha_i, \beta_j, \xi_i, \dots).$$

Минимизация функционала Φ проводится при ограничениях на переменные рабочего процесса Y , которые задаются в виде математических соотношений и экспериментальных данных, определяющих физическую реализуемость процессов в проточной части вентилятора. Ограничения включают в себя модели, которые описывают режимы течения, пределы изменения кинематических, газодинамических, геометрических переменных. Задача поиска оптимального решения является задачей нелинейного программирования, известной как условия Куна—Таккера.

Оптимизация характеристик вентилятора на расчётном режиме строится на решении задач определения оптимальных геометрических параметров и газодинамических переменных; выбора оптимальных профилей лопаток, удовлетворяющих прочностным и технологическим ограничениям; определения работы ступени вентилятора с учётом потерь.

Задача оптимизации вентилятора на нерасчетных режимах включает три основных этапа: термогазодинамический расчет проточной части вентилятора для наиболее важных нерасчетных режимов работы; определение уровня потерь для уг-

лов натекания потока, которые сильно отличаются от значений для расчетного режима; построение зависимостей потерь в функции геометрических параметров с целью минимизации уровня потерь в диапазоне возможных режимов работы вентилятора.

На втором этапе производится оценка уровня шума вентилятора с использованием ортогональной аппроксимации характеристики (рис. 1).

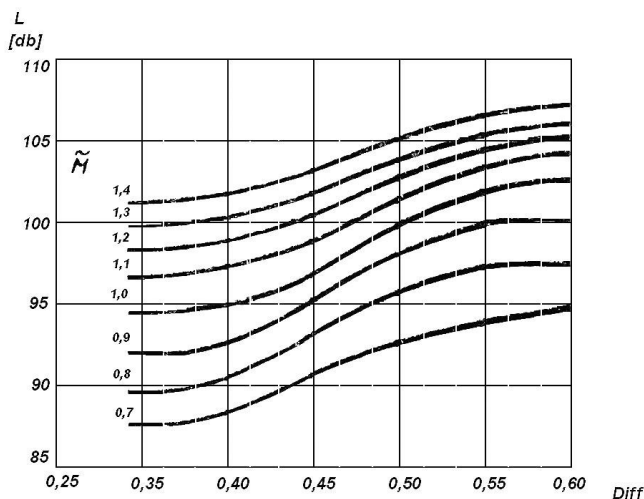


Рис. 1. Характеристика широкополосного шума вентилятора

Изложенная методология разработки модели вентилятора и оценки его уровня шума предполагает реализацию следующего алгоритма:

- 1) получение данных о свойствах течения вязкого газа в проточной части либо как результат решения системы уравнений Навье—Стокса, либо, что предпочтительнее, из обработки экспериментальных измерений;
- 2) оптимизация геометрии проточной части для обеспечения заданного уровня эффективности лопаточной машины на расчетном режиме;
- 3) моделирование нерасчетных режимов лопаточной машины при полученной в п.2 геометрии проточной части вентилятора. Моделирование проводится с привлечением экспериментальных характеристик для заданных уровней эффективности лопаточной машины согласно выбранной обобщенной характеристике;
- 4) оптимизация на основе одномерных уравнений характеристик лопаточной машины по критерию обеспечения требуемого уровня тяги в рассматриваемом диапазоне режимов работы двигателя;
- 5) оценка основных термогазодинамических и кинематических факторов;
- 6) оценка уровня шума вентилятора по режимам работы.

Алгоритм позволяет использовать разработанную модель в качестве базы уточнения и усложнения задачи в целях получения более адекватного моделирования характеристик вентилятора по мере накопления опыта и экспериментальных данных, а также инструмента проведения анализа влияния различных факторов на характеристики лопаточной машины и ее уровень шума.

Базовые уравнения и обобщающие эмпирические зависимости

Уравнение момента количества движения для контрольной поверхности, ограниченной сечениями входа и выхода потока из решетки, а также сечениями, эквидистантными поверхностям профилей лопаток (рис. 2) [3], известное в теории лопаточных машин как уравнение Эйлера, используется в форме (1), правомерность которой доказана в [3]:

$$H_T = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (1)$$

В этом уравнении H_T называют теоретической удельной работой (напором) ступени, которая определяется без учёта работы трения. В дальнейшем модель предусматривает учёт потерь трения в предположении безотрывности течения в межлопаточных каналах.

Уравнение энергии, записанное для вентилятора в тепловой форме, имеет вид

$$H_T = c_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (2)$$

При реализации математической модели, одновременно использующей расчётные и эксперимен-

тальные соотношения, непосредственно пользоваться выражением (2) невозможно, так как оно содержит статические температуры, которые не подлежат измерению. Однако из равенства правых частей уравнений (1) и (2) непосредственно получается связь основных термодинамических и кинематических параметров ступени:

$$T_{2w}^* - T_{1w}^* = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2c_p}. \quad (3)$$

Выражение (3) означает, что изменение полной температуры в относительном движении происходит за счет изменения кинетической энергии воздуха в окружном направлении в пределах рабочего колеса.

Потери в лопаточной машине [4] для прикладных задач вполне достаточно учитывать только в виде интегрального показателя — КПД лопаточной машины. Важно подчеркнуть, что наиболее достоверные данные об интегральном значении потерь в ступени лопаточной машины можно получить из стендовых испытаний, которые позволяют построить характеристики лопаточной машины в виде зависимостей $\pi_v^*, \eta_v^* = f(G_{vnp}, n_{np})$, характеризующих потери энергии адиабатическим КПД. В действительности процесс повышения давления в ступени компрессора (вентилятора) происходит по политропе и характеризуется политропическим КПД. Связь между этими двумя видами КПД в модели вентилятора устанавливается соотношением

$$\eta_{ad}^* = \ln \left((\pi_v^*)^{\frac{k-1}{k}} \right) / \ln \left(1 + \left(\frac{(\pi_v^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{pl}^*} \right) \right). \quad (4)$$

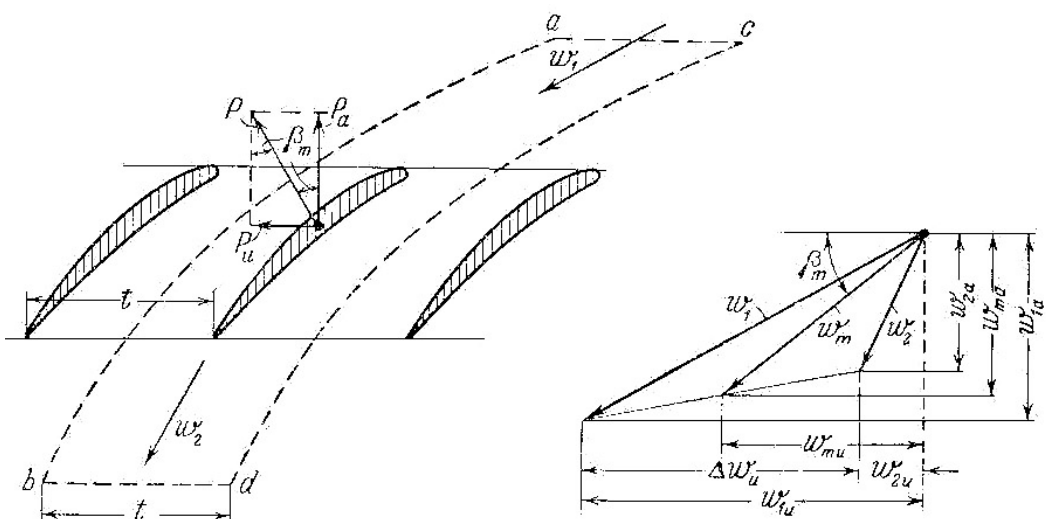


Рис. 2. Расчётная схема и кинематика потока в межлопаточном канале

Чтобы построить модель реального вентилятора, необходимо найти решение задачи аэродинамики решетки. Это решение заключается в определении потерь, которые для заданной конфигурации решетки соответствуют определенному треугольнику скоростей. При этом работа, которая совершается профилем лопаток и выражается через кинематические параметры уравнения (1), должна соответствовать работе, совершаемой вентилятором, которая выражается через газодинамические параметры процесса. Поэтому необходимо сопоставить данные о потерях с точкой на характеристике вентилятора, положение которой определяется совершаемой вентилятором удельной работой

$$L_v^* = \frac{R \cdot T_B^*}{k-1} \left[\left(\pi_v^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_v^*}. \quad (5)$$

При моделировании рабочего процесса в вентиляторе применяются обобщенные характеристики решетки, в соответствии с которыми влияние густоты решетки профилей на определяющие кинематические параметры ступени задаётся в виде

$$\frac{\Delta w_u}{c_a} = \frac{1,55}{1 + 1,5t/b}, \quad (6)$$

аэродинамическая нагруженность профиля определяется соотношением

$$\frac{\Delta w_u}{c_a} = c_y \frac{b}{t} \frac{1}{2 \sin \beta_m}.$$

Расчёт потерь в лопаточных венцах ступени вентилятора осуществляется по параметру диффузорности, предложенному Либляйном в виде

$$Diff = 1 - \frac{w_2}{w_1} + 0,5 \frac{b}{t} \frac{\Delta w_u}{w_1}.$$

Экспериментальное обобщение потерь в лопаточном венце по параметру Либляйна представлено на рис. 3. Корреляционная зависимость, соответствующая этому обобщению, заложена в математическую модель вентилятора. При этом потери в рабочем колесе и направляющем аппарате определялись соответственно как

$$\xi_{rk} = \frac{P_{1w}^* - P_{2w}^*}{P_{1w}^* - P_1}; \quad \xi_{da} = \frac{P_2^* - P_3^*}{P_2^* - P_2}. \quad (7)$$

При определении параметра диффузорности Либляйна величина изменения окружной состав-

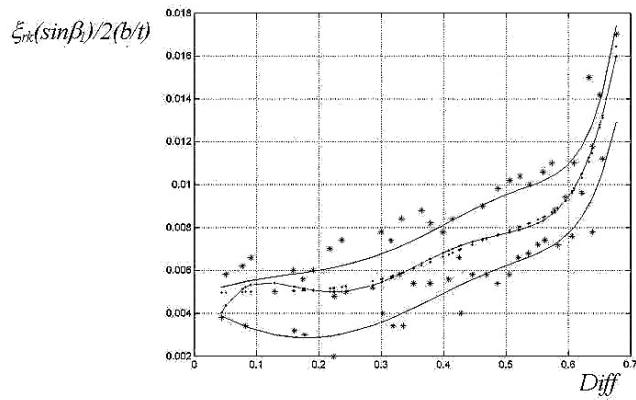


Рис. 3. Зависимость потерь в лопаточном венце от параметра диффузорности

ляющей скорости потока в лопаточном венце Δw_u на нерасчётных режимах работы вентилятора определялась с учётом изменения величин углов атаки и отставания потока относительно их расчётных значений в соответствии с экспериментальными данными работы [5]. На рис. 3 показаны тренд изменения потерь в решётке, а также оценки верхней и нижней границы доверительных интервалов. Выделенная область обозначает границы, внутри которых кинематика потока лопаточной машины осуществляется в условиях безотрывного течения. Представленный способ определения потерь является основой для построения уравнений модели лопаточного венца.

Изоэнтropicкий КПД рабочего колеса и ступени в целом по полным параметрам можно определить, используя выражения [4]

$$\eta_{rk}^* = \frac{\frac{k}{k-1} R T_1^* \left[\left(\pi_{rk}^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{k}{k-1} R (T_2^* - T_1^*)} = \frac{\left(\pi_{rk}^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1};$$

$$\eta_v^* = \frac{\frac{k}{k-1} R T_1^* \left[\left(\pi_v^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{k}{k-1} R (T_2^* - T_1^*)} = \frac{\left(\pi_v^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1}.$$

Первое из этих уравнений с учетом уравнений адиабатного процесса и (7) преобразуется в уравнение

$$\frac{\pi_{rk}^*}{\left(\frac{T_3^*}{T_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}} - \left(1 - \frac{\xi_{rk} (1 - \pi(\lambda_{w1}))}{\left[1 + \left(\frac{u_1}{a_{crw1}} \right)^2 \frac{k-1}{k+1} \left(\left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1 \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \right) = 0, \quad (8)$$

а второе уравнение с учётом уравнения Эйлера преобразуется в уравнение

$$\frac{\frac{k}{k-1} \cdot T_1 \cdot R \cdot \left((\pi_v)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left(u_1 \frac{r_2}{r_1} \right)^2 - u_1 \frac{r_2}{r_1} \cdot w_{2u} - \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}} - \frac{\pi_v^* - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1} = 0. \quad (9)$$

Для направляющего аппарата вентилятора уравнение (7) легко приводится к виду

$$\frac{\pi_v^*}{\pi_{rk}^*} - [1 - \xi_{da}(1 - \pi(\lambda_{c2}))] = 0. \quad (10)$$

Замыкая систему уравнений (8)–(10) двумя уравнениями неразрывности (11), записанными для контрольных сечений лопаточных венцов ступени вентилятора и позволяющими однозначно определять переменные оптимизации, получим полностью определённую модель вентилятора для оценки его параметров на расчётных и нерасчётных режимах работы:

$$\begin{aligned} q(\lambda_{a1})F_{II} - \frac{q(\lambda_{a2})F_{rk}\pi_{rk}^*}{\sqrt{\frac{T_2^*}{T_1^*}}} &= 0; \\ q(\lambda_{a1})F_{II} - \frac{q(\lambda_{a3})F_{ca}\pi_v^*}{\sqrt{\frac{T_3^*}{T_1^*}}} &= 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Апробация математической модели вентилятора

Для построенной модели в качестве переменных варьирования принимались:

- степень повышения давления в рабочем колесе $\pi_{rk}^* > \pi_{da}^*$;
- потери в решетке рабочего колеса

$$\xi_{pk} = \frac{P_{1w}^* - P_{2w}^*}{P_{1w}^* - P_1};$$

— потери в решетке спрямляющего аппарата

$$\xi_{na} = \frac{P_2^* - P_3^*}{P_2^* - P_2};$$

— угол набегания потока на решетку β_1 .

Параметры вентилятора в расчётной точке принимались следующими: массовый расход воздуха 645 кг/с; степень двухконтурности 4,19; степень повышения давления 1,845; политропический КПД 0,845. Основные результаты расчёта кинематических параметров лопаточных венцов вентилятора, удовлетворяющих параметрам вентилятора в расчётной точке, приведены в таблице. Оптимизация параметров вентилятора на расчётном режиме проводилась по переменным варьирования, приведенным выше. В результате выполнения этой процедуры был получен вектор оптимизации с координатами

$$\begin{aligned} \pi_{rk} &= 1,89162; & \xi_{rk} &= 0,030907; & \xi_{da} &= 0,021051; \\ \beta_1 &= 32,366. \end{aligned}$$

Оценка коэффициента потерь как результат решения задачи оптимизации невязок системы уравнений модели вентилятора на нерасчётных режимах показана на рис. 4.

Расчет акустической мощности вентилятора на режиме посадки (рис. 5) оценивался по модели

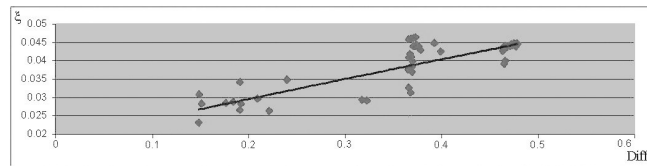


Рис. 4. Оптимизированные потери в лопаточных венцах вентилятора

Результаты расчёта параметров лопаточных венцов в расчётной точке характеристики

Рабочее колесо			Направляющий аппарат			Ступень	
Dif		0,472	Dif		0,417	\bar{C}_a	0,475
$C_1=C_{1a}$	м/с	224,6	C_2	м/с	232,7	ρ	0,837
W_1	м/с	422,8	C_{2u}	м/с	152,1	H_m	0,266
W_2	м/с	297,5	C_{2a}	м/с	176,2	\bar{d}_{em}	0,390
W_{1u}	м/с	358,2	C_3	м/с	190,5		
W_{2u}	м/с	239,8	α_2	Град	48,6		
β_1	град	32,1					
β_2	град	36,5					
b/t		1,15					

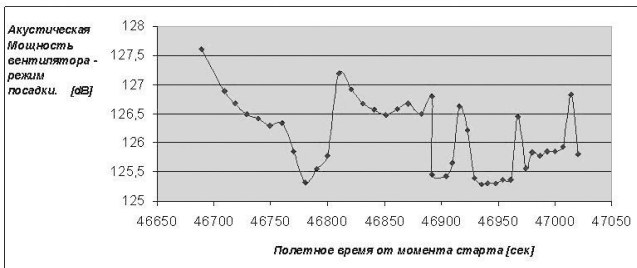


Рис. 5. Акустическая мощность вентилятора на режиме посадки

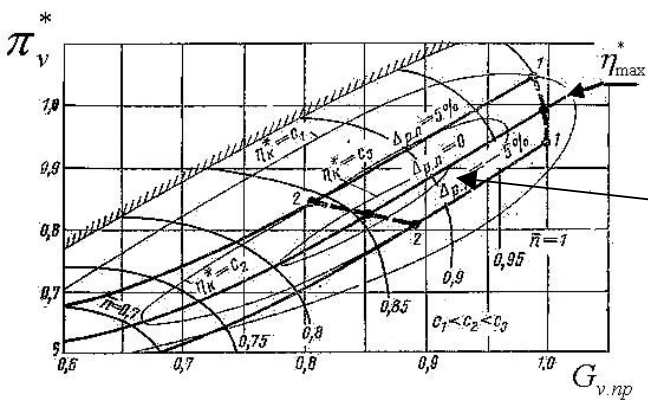


Рис. 6. Соответствие положения поля точек характеристики компрессора потерям в лопаточном венце

гласования интегральных характеристик и режимов течения лопаточной машины, включая расчетные и нерасчетные режимы работы (рис. 6). Это позволяет более адекватно согласовывать режимы работы ступени вентилятора с интегральными оценками характеристик шума, генерируемого вентилятором.

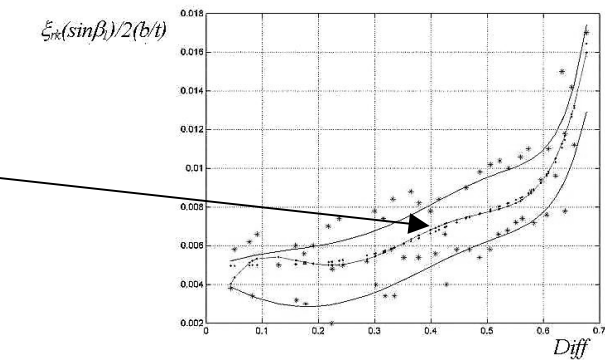
Библиографический список

1. Гуревич О.С., Гольберг Ф.Д., Селиванов О.Д. Интегрированное управление силовой установкой

$L_w = f(M_{w1}, Diff)$, в которой фактор диффузорности Либляйна вычислялся как результат решения задачи оптимизации системы уравнений модели вентилятора по критерию минимального отклонения обобщенной характеристики вентилятора и вычисленного уровня потерь в ступени вентилятора (рис. 6).

Выводы

Учитывая условия безотрывного течения в лопаточном профиле, можно обеспечить адекватное моделирование ступени вентилятора на уровне со-



многорежимного самолета. — М.: Машиностроение, 1993.

2. Авиационная акустика: В 2-х ч., ч.1, ч.2. — М.: Машиностроение, 1986.

3. Стечкин Б.С., Казанджан П.К. и др. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины. — М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1956.

4. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986.

5. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. — М.: Мир, 2000.

Московский авиационный институт
Статья поступила в редакцию 12.11.2009