

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ И ПРОЧНОСТНОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ВЕРТОЛЁТА

© 2022

- Е. С. Горячкин** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [goriachkin.e.s@gmail.com](mailto:goriachkin.e.s@gmail.com)
- Г. М. Попов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [popov@ssau.com](mailto:popov@ssau.com)
- В. Н. Матвеев** доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [valeriy2008@rambler.ru](mailto:valeriy2008@rambler.ru)
- А. И. Щербань** младший научный сотрудник научно-образовательного центра газодинамических исследований; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [korneeva.ai@ssau.ru](mailto:korneeva.ai@ssau.ru)
- И. А. Кудряшов** аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [ivan.kudryash1337@gmail.com](mailto:ivan.kudryash1337@gmail.com)
- С. А. Мельников** инженер-конструктор научно-образовательного центра газодинамических исследований; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [m.asergey196@gmail.com](mailto:m.asergey196@gmail.com)

Приводятся результаты разработки предложений по повышению запасов прочности рабочих лопаток и коэффициента полезного действия одноступенчатой осевой турбины компрессора модернизируемого малоразмерного турбовального двигателя с использованием методов многодисциплинарной оптимизации. Анализ первоначального варианта турбины показал, что запас прочности у рабочих лопаток значительно ниже требуемого по нормам прочности. Для устранения возникшей проблемы первоначально решалась задача доводки рабочих лопаток только по прочностным характеристикам, без учёта газодинамических процессов. В результате была получена геометрия рабочих лопаток, которая удовлетворяла прочностным требованиям. Она была использована как стартовая для решения совместной задачи оптимизации лопаточных венцов с учётом газодинамических и деформационных процессов. В результате совместной оптимизации был получен вариант турбины, удовлетворяющий нормам прочности при незначительном уменьшении КПД турбины (на 0,2%).

*Осевая турбина; оптимизация газотурбинного двигателя; газодинамика; прочность осевой турбины*

---

**Цитирование:** Горячкин Е.С., Попов Г.М., Матвеев В.Н., Щербань А.И., Кудряшов И.А., Мельников С.А. Газодинамическое и прочностное совершенствование осевой турбины газотурбинного двигателя вертолёт // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 1. С. 42-56. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-1-42-56

## Введение

В процессе модернизации турбовального двигателя потребовалось увеличить температуру газа на входе в его турбину компрессора (ТК), что, в свою очередь, обусловило увеличение частоты вращения её рабочего колеса (РК). Повышение температуры газа и частоты вращения привело к увеличению напряжений и снижению запасов прочности рабочих лопаток (РЛ), оказавшихся заметно ниже установленных нормами и правилами, действующими в Российской Федерации в отношении летательных аппаратов гражданской авиации. Запас местной длительной прочности РЛ  $K_{dl\_m}$  оказался на 52% меньше, а запас длительной несущей способности РЛ  $K_{dl\_B}$  – на 39% меньше, чем допускается нормами прочности.

Поэтому была поставлена задача по разработке предложения конфигурации РЛ, удовлетворяющей требованиям прочности, и формы проточной части (ПЧ) ступени, обеспечивающей максимально возможный КПД турбины.

Турбина компрессора представляет собой осевую малоразмерную неохлаждаемую турбину с высотой лопаток на входе в сопловой аппарат (СА), равной  $h_{0СА} = 26$  мм. Фрагмент ТК в виде лопаток СА и РК представлен на рис. 1.

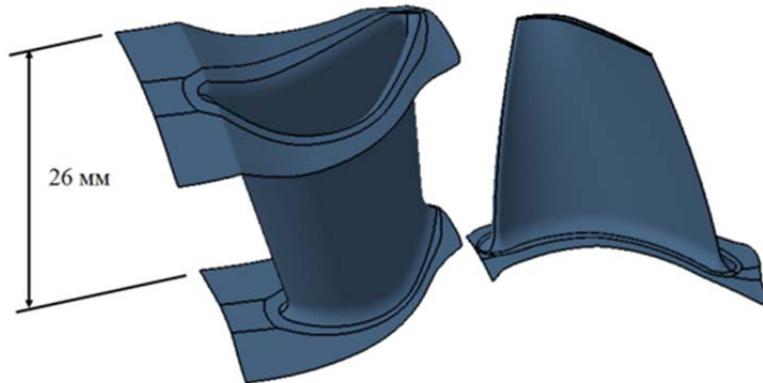


Рис. 1. Сопловая и рабочая лопатки турбины компрессора

Для решения поставленной задачи использовался метод связанной прочностной и газодинамической оптимизации с использованием численных параметрических трёхмерных деформационной моделей РЛ и модели рабочего процесса ТК.

В качестве программных средств применялись:

- для построения геометрических параметрических моделей конфигурации РЛ и всей проточной части турбины – программа Numeca AutoBlade;
  - для формирования трёхмерных конечно-элементных моделей ПЧ – программа-сеткогенератор Numeca AutoGrid;
  - при решении деформационных задач – программа прочностного анализа Ansys Mechanical APDL;
  - при решении газодинамических задач и определении значений параметров рабочего процесса ТК – программный комплекс Numeca FINE/Turbo,
- а их работа в процессе решения задач оптимизации осуществлялась с помощью программы оптимизации IOSO [1].

## Описание в общем виде алгоритма оптимизации

Алгоритм оптимизации, использованный при модернизации турбины, в общем виде представлен на рис. 2. Исходными данными служили первоначальные значения переменных параметрических моделей конфигурации лопаток и ПЧ турбины

$x_{1_0}, x_{2_0}, \dots, x_{n_0}$ . На их основе с помощью программы Numeca AutoBlade создавались геометрические модели РЛ и всей ПЧ турбины. Затем с помощью программы генератора сеток Numeca AutoGrid формировались конечно-элементные модели ПЧ турбины.

После этого средствами программы сеткогенератора и специальных макросов выполнялся экспорт геометрии РЛ в программу прочностного анализа Ansys Mechanical APDL, где создавалась конечно-элементная модель и проводился расчёт прочностных параметров РЛ  $y_1, y_2, \dots, y_k$ . В то же время конечно-элементная модель ПЧ передавалась в программный комплекс Numeca FINE/Turbo для выполнения газодинамических расчётов и определения параметров  $z_1, z_2, \dots, z_m$  рабочего процесса турбины, если этот расчёт был востребован при решении конкретной оптимизационной задачи.

В дальнейшем на основе анализа полученных значений  $y_1, y_2, \dots, y_k$  и  $z_1, z_2, \dots, z_m$  программа IOSO создавала новый комплекс переменных параметрических моделей конфигурации лопаток и ПЧ турбины  $x_{1_i}, x_{2_i}, \dots, x_{n_i}$  и решение задачи продолжалось до достижения требуемого результата. Результатом оптимизации являлись набор значений переменных  $x_{1_{onm}}, x_{2_{onm}}, \dots, x_{n_{onm}}$ , определяющих геометрию лучших найденных вариантов турбины.

Алгоритм, представленный на рис. 2, предполагает возможность проведения как параллельного прочностного и газодинамического моделирования, так и исключение какого-то одного расчёта, если он временно не требуется в процессе оптимизации.

Работа программы IOSO основана на технологии построения поверхностей отклика. На каждой итерации IOSO выполняется оптимизация поверхности отклика целевой функций в пределах текущей области поиска. В результате оптимизации поверхности отклика формируется потенциально оптимальный вариант, для которого выполняется прямое численное моделирование. Таким образом, в процессе работы IOSO сохраняется информация о поведении системы вблизи точек экстремума целевой функции, благодаря чему поверхность отклика становится более точной для этих областей.

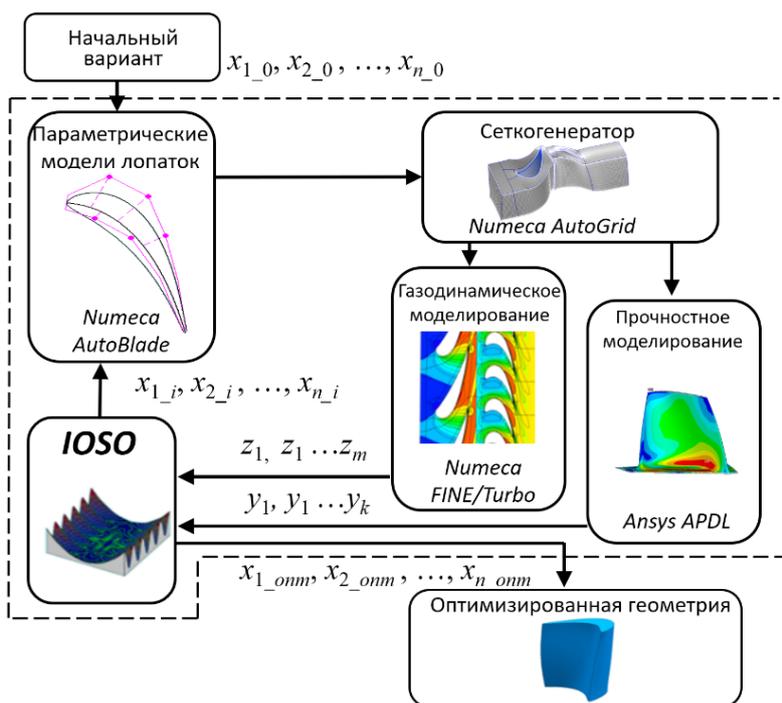


Рис. 2. Общий вид алгоритма оптимизации модернизируемой турбины

При переходе от одной итерации IOSO к другой выполняются следующие шаги: модификация плана эксперимента, адаптивная настройка текущей области поиска, выбор типа целевой функции, модификация поверхности отклика, изменение параметров и структуры оптимизационных алгоритмов и выбор новых потенциально оптимальных вариантов в пределах области поиска.

### Прочностная модель рабочей лопатки

Прочностная модель РЛ реализована в Ansys Mechanical APDL. Схема автоматизированного построения прочностной модели рабочей лопатки показана на рис. 3. На первом этапе в прочностную модель загружается неизменяемая часть лопатки – замок, а затем – профили различных по высоте сечений лопатки. На основе геометрии сечений строится объёмная модель пера лопатки. Далее объёмные модели замка и пера объединяются в модель РЛ и выполняется её разбиение упорядоченной конечно-элементной сеткой.

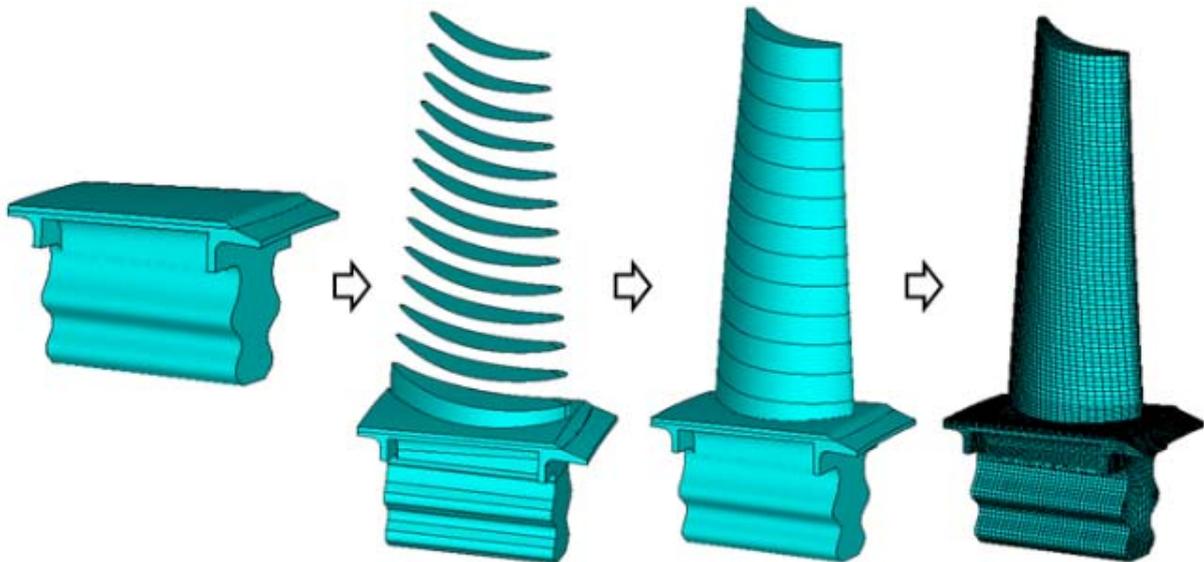


Рис. 3. Последовательность создания прочностной модели рабочей лопатки

В качестве исходных данных для прочностного моделирования задавалось распределение полной температуры газа в относительном движении по поверхности рабочей лопатки ТК. Это распределение не менялось в процессе оптимизации. Температура в теле лопатки определялась в тепловом расчёте Mechanical APDL.

В результате прочностного расчёта формировался текстовый файл, содержащий информацию о показателях статической и динамической прочности рабочих лопаток:  $K_{dl\_m}$  – запас местной длительной прочности;  $K_{dl\_B}$  – запас длительной несущей способности;  $\Delta_{freq1}$  – запас в процентах первой собственной частоты лопатки РК от ближайших опасных гармоник;  $\Delta_{freq2}$  – запас в процентах второй собственной частоты лопатки РК от ближайших опасных гармоник, а также данные о массе РЛ  $m_{рл}$ .

### Параметрические модели рабочей и сопловой лопаток

Параметрические модели рабочих и сопловых лопаток были реализованы в программе Numeca AutoBlade 5. В процессе оптимизации изменялась форма профилей лопаток СА и РК, а также взаимное положение сечений лопатки, находящихся на различных радиусах.

В исследовании использовалась одинаковая схема параметризации формы профилей сечений рабочей и сопловой лопаток (рис. 4, а). В каждом изменяемом сечении менялись лопаточные углы входа и выхода, угол установки и хорда лопатки. Кривые спинки и корытца описывались сплайнами, которые в параметрическом виде задавались радиусом входной и выходной кромок, углом заострения на выходе, а также двумя точками на корытце и тремя точками на спинке.

Схема параметризации взаимного положения сечений лопатки, находящихся на различных радиусах, приведена на рис. 4, б.

Смещение сечений РЛ в осевом и окружном направлениях описывалось сплайнами, форма которых определялась двумя углами  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Смещение сечений сопловых лопаток (СЛ) в осевом и окружном направлениях описывалось линиями, конфигурация которых определялась одним углом  $\alpha$ . Выносы сечений в осевом и окружном направлениях выполнялись независимо друг от друга.



Рис. 4. Схемы параметризации лопаток турбины: а – сечения лопаток; б – выносы сечений по высоте

### Численная модель рабочего процесса турбины

Численная модель потока в проточной части турбины создавалась на базе геометрической модели ТК в программном комплексе Numeca FINE/Turbo (рис. 5). Моделирование выполнялось в трёхмерной стационарной осесимметричной постановке. Учитывались тепловые деформации проточной части и деформация РЛ от действия центробежной силы.

В качестве граничных условий на входе в турбину были заданы радиальные эпюры распределения полного давления и полной температуры. Направление угла потока на входе в турбину было принято осевым. На выходе из турбины задавалось статическое давление на втулочном радиусе. Давление на остальных радиусах рассчитывалось согласно уравнению радиального равновесия. Величина статического давления на выходе из турбины назначалась в соответствии с требуемой степенью понижения полного давления.

Для передачи данных между областями СА и РК применялся встроенный в программный комплекс интерфейс Full Non Matching Mixing Plane. В качестве модели турбулентности использовалась модель Spalart–Allmaras.

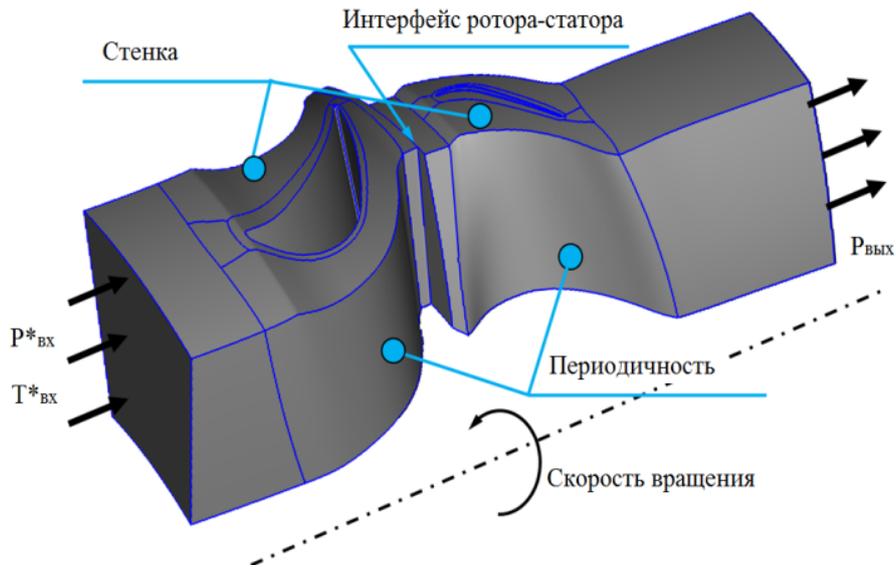


Рис. 5. Численная модель рабочего процесса турбины компрессора с граничными условиями

В настоящее время известны рекомендации по выбору настроек сеточных моделей ПЧ неохлаждаемых турбин [2; 3], хорошо зарекомендовавшие себя при моделировании рабочего процесса турбинных ступеней с аэродинамически длинными лопатками. К сожалению, пока не существует аналогичных достоверных рекомендаций для малоразмерных турбин с аэродинамически короткими лопатками [4]. В связи с этим для выбора настроек конечно-элементных моделей ПЧ ТК были выполнены описанные ниже расчётные исследования. При их проведении был использован подход, предложенный в работах [2; 3].

Настройки расчётной сетки характеризовались следующими тремя параметрами. Во-первых, параметром B2B, который представлял собой количество ячеек в одном слое сетки в окружной плоскости. Во-вторых, параметром ER – фактором роста ячеек, который показывал во сколько раз высота последующей ячейки  $y_i$  меньше высоты предыдущей ячейки  $y_{i-1}$  (рис. 6). И, в третьих, параметром MR, который равнялся отношению максимальной высоты ячейки в канале  $y_{max}$  к размеру ближайшей к стенке ячейки  $y_{min}$  (рис. 6).

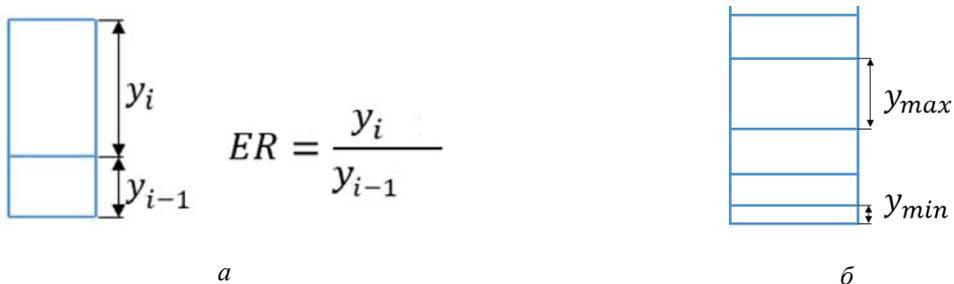


Рис. 6. Определение параметров ER и MR

Для расчётных исследований было создано 10 сеточных моделей с различными настройками. Значения параметров B2B, ER и MR этих сеточных моделей приведены в таблице.

Таблица. Значения параметров конечно-элементных моделей проточной части турбины, использованных при проведении сеточных исследований

№ сеточной модели	B2B		ER	MR	Количество элементов во всей сеточной модели, млн.
	Обозначение	Количество элементов в одном слое, тыс.			
1	B2B-2	16,3	1,4	250	1,4
2	B2B-2	16,3	1,4	500	1,2
3	B2B-2	16,3	1,4	1000	1,06
4	B2B-2	16,3	1,4	2000	0,93
5	B2B-2	16,3	1,2	500	1,5
6	B2B-2	16,3	1,6	500	1,0
7	B2B-2	16,3	1,8	500	0,96
8	B2B-1	29,6	1,4	500	2,1
9	B2B0	44,5	1,4	500	2,9
10	B2B1	69,5	1,4	500	4,1

Во всех сеточных моделях было обеспечено значение параметра  $y_+ = 1$ .

Таким образом, для проведения сеточных исследований была сформирована базовая конечно-элементная модель проточной части ТК с параметрами B2B-2, ER = 1,4 и MR = 500 и ещё девять моделей, у которых два параметра были такими же, как и у базовой модели, а третий параметр изменялся.

На основании результатов расчёта выполнен анализ влияния настроек сеточных моделей на значения таких интегральных параметров турбины, как степень понижения давления  $\pi_T^*$ , расход газа  $G$ , КПД  $\eta_T^*$  и распределение значений КПД турбины по высоте ПЧ (рис. 7). Этот анализ показал, что изменение значения параметра B2B практически не оказывает влияния на распределение КПД турбины по высоте ПЧ, но влияет на значения  $\pi_T^*$ ,  $G$  и  $\eta_T^*$ . Значения ER и MR, напротив, оказывают влияние на распределение КПД турбины по высоте ПЧ и не влияют на интегральные параметры турбины.

Влияние параметра B2B на  $\pi_T^*$ ,  $G$  и  $\eta_T^*$  представлено на рис. 7, а в виде зависимостей  $\delta_{iB2B1}$ , а именно  $\delta_\pi$ ,  $\delta_G$  и  $\delta_\eta$  от числа элементов в плоской сетке при значениях ER = 1,4 и MR = 500. (Величины  $\delta_\pi$ ,  $\delta_G$  и  $\delta_\eta$  представляют собой соответственно отношения рассчитанных значений  $\pi_T^*$ ,  $G$  и  $\eta_T^*$  при различных значениях величины B2B к значениям тех же параметров, подсчитанных на самой подробной сетке при B2B1).

Из графиков на рис. 7, а видно, что значения  $\pi_T^*$ ,  $G$  и  $\eta_T^*$ , рассчитанные на сетке B2B0, практически не отличаются от значений параметров, рассчитанных на сетке B2B1. Это означает, что, начиная с параметра B2B0, наблюдается сеточная сходимость. Вместе с тем следует отметить, что рассчитанные на самой грубой сетке B2B-2 и на самой подробной сетке B2B1 значения параметров  $\pi_T^*$ ,  $G$  и  $\eta_T^*$  отличаются незначительно, не более чем на 0,05...0,25%.

Поэтому с целью экономии времени для выполнения оптимизационных расчётов целесообразно пользоваться сетками с параметром B2B-2, а для поверочных расчётов с целью обеспечения наименьшей погрешности – сетками с параметром B2B1.

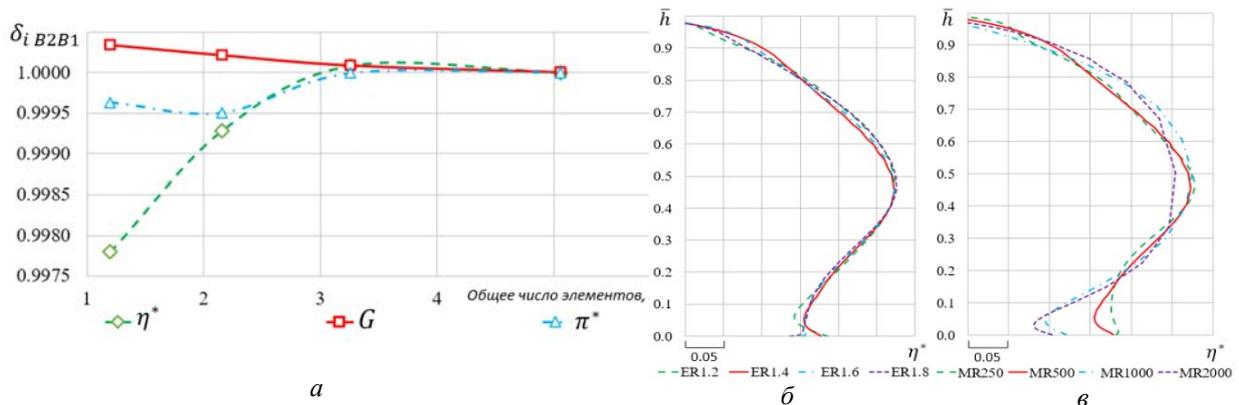


Рис. 7. Влияние параметров сеток на результаты моделирования рабочего процесса турбины: а – B2B; б – ER; в – MR

Сравнение рассчитанных распределений значений КПД по высоте ПЧ ТК при различных величинах ER и MR (рис. 7, б, в) свидетельствует о том, что использование параметра ER более 1,4 приводит к искажению структуры потока в области от 0 до 0,1 относительной высоты проточной части. Использование же значений параметра MR более 500 вызывает изменение структуры потока в области ядра потока, а также в области относительных высот ПЧ от 0 до 0,2.

Поэтому для выполнения оптимизационных расчётов было решено использовать конечно-элементную модель ПЧ с ER = 1,4; MR = 500 и параметром B2B-2 как обеспечивающую повышенную скорость счёта при удовлетворительной точности результатов, а в поверочных расчётах принимать самую подробную сетку с настройками ER = 1,2; MR = 250 и параметром B2B1.

### Оптимизация турбины компрессора

Оптимизация турбины компрессора проводилась с использованием алгоритма, представленного в общем виде на рис. 2, а также прочностной модели РЛ и численной модели рабочего процесса ТК. Для формирования окончательного варианта конфигурации ТК, удовлетворяющего требованиям поставленной задачи, потребовалось пять этапов.

Так как в исходном варианте ТК рабочие лопатки имели запасы прочности существенно меньше требуемых значений, то на первых трёх этапах задача оптимизации решалась только с помощью прочностной модели РЛ без использования модели рабочего процесса турбины. На четвёртом и пятом этапах оптимизация ТК проводилась совместно с помощью прочностной и газодинамической моделей.

### Оптимизация первого этапа

На первом этапе оптимизации была использована параметрическая модель формы РЛ, в которой изменялись профили во втулочном, среднем и периферийном сечениях, а также менялись выносы сечений по высоте лопатки в соответствии со схемой рис. 4, б. Кроме этого изменялся радиус галтели РЛ. Суммарное количество варьируемых переменных равнялось 50.

В качестве критериев оптимизации принимались относительные запасы длительной статической  $\bar{K}_{dl\_B}$  и длительной местной  $\bar{K}_{dl\_m}$  прочности РЛ, которые представляют собой отношения фактических значений коэффициентов запаса к требуемым по нормам прочности.

Решение задачи первого этапа было остановлено после около 3000 обращений оптимизатора к численной модели, так как дальнейшего улучшения критериев прочности не происходило. В результате был сформирован фронт Парето-компромиссных решений, представленный на рис. 8, а.

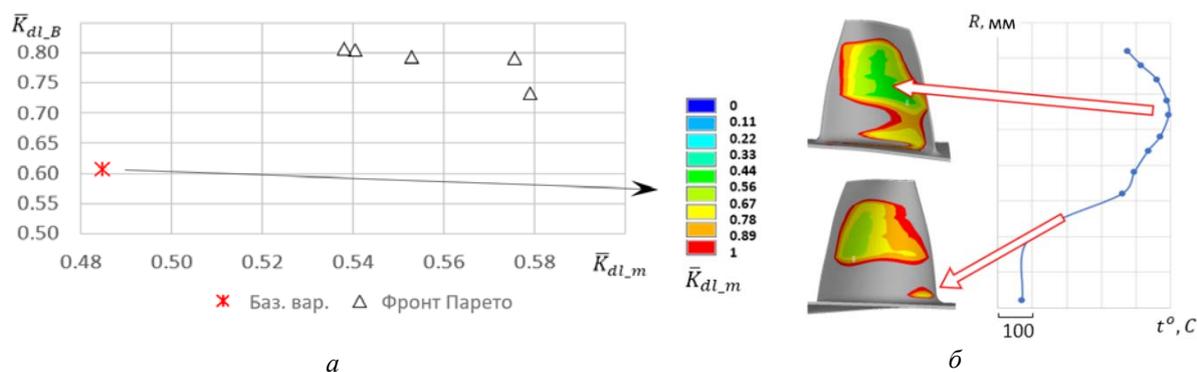


Рис. 8. Результаты оптимизации на первом этапе:  
а – фронт Парето; б – распределение относительного запаса местной прочности по рабочей лопатке

В процессе решения этой задачи не удалось добиться требуемых значений коэффициентов запаса прочности РЛ. Анализ распределения запаса местной прочности по лопатке показал, что в ней присутствуют две зоны с недостаточным запасом прочности (рис. 8, б). Одна зона минимального запаса местной прочности находилась в перо лопатки примерно на четверть высоты лопатки ниже периферийного сечения и была обусловлена максимальной температурой лопатки в этом месте. Вторая опасная зона находилась на втулочной галтели лопатки и была вызвана максимальными напряжениями от центробежной силы и высоким градиентом температуры в месте перехода хвостовика в перо лопатки.

Таким образом оказалось, что выполнить прочностную доводку РЛ, используя только три параметрических сечения, невозможно. Это объясняется тем, что уменьшение толщины периферийного профиля сопровождается снижением толщины и профиля в сечении на 0,75 относительной высоты лопатки от втулочного сечения, что способствует прогару лопатки в этом месте. Поэтому на втором этапе оптимизации число параметрических сечений РЛ было увеличено до пяти.

### Оптимизация второго этапа

На втором этапе задача оптимизации решалась аналогично первому этапу, но форма профилей РЛ менялась в пяти сечениях, равномерно расположенных по высоте лопатки. Суммарное количество переменных было равно 78.

Вследствие наличия двух зон с минимальными запасами местной длительной прочности в качестве критериев оптимизации были приняты относительные запасы местной длительной прочности в перо  $\bar{K}_{dl\_m\_blade}$  и галтели лопатки  $\bar{K}_{dl\_m\_fillet}$ . Значение запаса длительной статической прочности  $\bar{K}_{dl\_B}$  было принято в качестве ограничения – не менее 1.

В процессе решения задачи оптимизации второго этапа было сделано около 3500 обращений оптимизатора к численной модели. При этом удалось повысить запас местной длительной прочности в пере лопатки до требуемого уровня, однако получить приемлемое значение запаса местной длительной прочности в галтели лопатки не удалось.

При анализе полученных результатов был сделан вывод о том, что ограничивающим фактором, препятствующим получению требуемых результатов, являются свойства используемого материала РЛ.

### Оптимизация третьего этапа

На этом этапе было решено заменить применяемый материал РЛ на другой материал с повышенными прочностными свойствами. Кроме того, для облегчения поиска первоначального варианта конфигурации лопатки из нового материала решение задачи оптимизации проводилось параллельно в трёх постановках с различными исходными данными. В первой постановке было принято допущение, что температура лопатки была уменьшена на 50 градусов по сравнению с температурой на первом и втором этапе за счёт уменьшения температуры газа. Во второй постановке было принято допущение, что требуемый ресурс турбины снижен на 25%, а в третьей постановке требуемый ресурс взят на 50% меньше установленного на первом и втором этапах.

В результате во всех трёх постановках удалось найти конфигурацию РЛ, удовлетворяющую требованиям прочности.

### Оптимизация четвертого этапа

Полученный на третьем этапе в первой постановке задачи вариант конфигурации РЛ был использован как исходный для запуска решения многодисциплинарной (совместной прочностной и газодинамической) оптимизации турбины на четвертом этапе. При этом варьируемыми являлись:

- переменные, описывающие форму втулочного и периферийного профилей лопатки СА и пяти профилей лопатки РК (по схеме на рис. 4, а);
- переменные, описывающие осевые и окружные выносы профилей сечений лопаток СА и РК (по схеме на рис. 4, б);
- радиус галтели рабочей лопатки;
- значение статического давления на втулочном диаметре на выходе из ТК (данный параметр являлся граничным условием при численном моделировании потока в ступени и был необходим для обеспечения степени понижения давления в турбине в заданном диапазоне).

Суммарное количество варьируемых переменных составило 97.

В качестве ограничений при проведении оптимизации требовалось, чтобы:

- значения расхода рабочего тела и степени понижения давления не отличались более чем на 0,5% от исходных значений;
- относительные запасы длительной статической и длительной местной прочности были не менее 1.

За критерии оптимизации были приняты КПД турбины и масса её рабочей лопатки. Критерий массы был введён с целью нахождения конфигураций лопаток с минимальной массой, что позволяет уменьшить массу двигателя.

В процессе решения задачи был получен фронт Парето, который показан на рис. 9, а в параметрах относительной массы РЛ  $\bar{m}_{r,b}$  и относительного КПД турбины  $\bar{\eta}_{CT}^*$  (масса РЛ и КПД оптимизированных вариантов были отнесены соответственно к массе лопатки и КПД исходного варианта ТК).

Для анализа технологичности полученных РЛ было выполнено сравнение формы их профилей после оптимизации с исходной конфигурацией (рис. 9, б). Лопатки СА в процессе оптимизации изменялись незначительно.

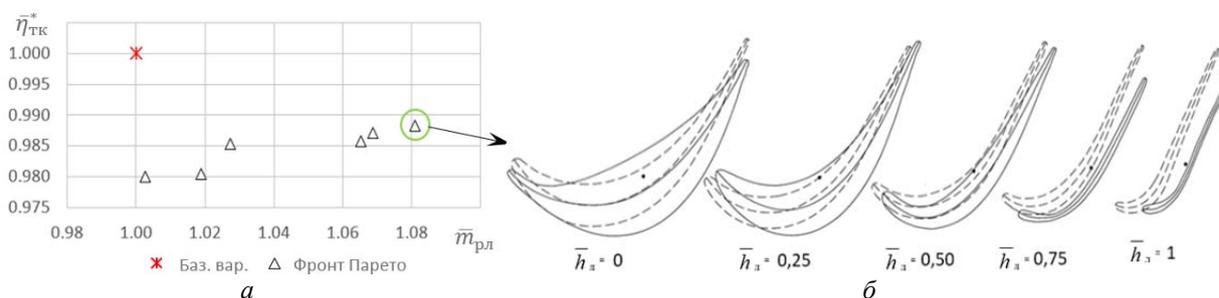


Рис. 9. Результаты оптимизации на четвёртом этапе:  
 а – фронт Парето; б – сравнение формы профилей рабочей лопатки до (пунктирная линия) и после (сплошная линия) оптимизации

Из сравнения полученных и исходных профилей РЛ видно, что достижение прочностных ограничений было достигнуто за счёт увеличения площади профилей в нижней половине лопатки. Следует отметить, что и верхняя четверть лопатки стала также толще. В результате в сечениях на относительной высоте лопатки  $\bar{h}_n = 0,75$  появился нежелательный «перегиб» профиля – место, при удалении от которого в обе стороны увеличивается толщина профиля лопатки.

Последнее обстоятельство усложняет технологию изготовления лопаток. Поэтому при дальнейшей доводке РЛ была разработана специальная программа, с помощью которой определялись «перегибы» и подсчитывалось их количество. Эта информация в дальнейшем использовалась для корректировки таких профилей.

### Оптимизация пятого этапа

Оптимизация ТК на пятом этапе осуществлялась в двух постановках задачи. При первой постановке форма лопаток РК менялась в пяти сечениях по высоте проточной части. При второй постановке для повышения технологичности форма РЛ менялась в четырёх сечениях на относительных высотах  $\bar{h}_n = 0; 0,50; 0,75$  и  $1$ , а сечение на относительной высоте  $\bar{h}_n = 0,25$  было задано зависимым от параметров остальных сечений. Значения его параметров рассчитывались на основании величины параметров остальных сечений по закону кубического сплайна.

Кроме того, на пятом этапе оптимизации дополнительно была ограничена минимальная толщина профилей на относительных высотах  $\bar{h}_n = 0,75$  и  $1$ , а также осуществлялся контроль наличия «перегибов» профилей.

В качестве критериев оптимизации, как и на четвёртом этапе, были приняты относительный КПД ТК и относительная масса лопатки.

В процессе оптимизации, аналогично задаче четвёртого этапа, требовалось, чтобы:

- значения расхода рабочего тела и степени понижения давления не отличались более чем на 0,5% от исходных значений;
- относительные запасы длительной статической и длительной местной прочности были не менее 1.

В каждой постановке задачи на пятом этапе потребовалось около 1000 обращений к численной модели.

В результате решения задачи были получены два фронта Парето, представленные на рис. 10, *а*. В качестве окончательного варианта ТК был выбран вариант, который обеспечил максимальное значение КПД (выделен окружностью на рис. 10, *а*), полученный при решении задачи оптимизации во второй постановке. Выбор данного варианта также обусловлен тем, что он имеет более технологичную форму РЛ, чем полученный при решении задачи оптимизации в первой постановке, а разница в массе рабочих лопаток при пересчёте в абсолютные значения незначительна.

Сравнение форм профилей лопаток СА и РК для исходного варианта и варианта, полученного в результате оптимизации ТК, показано на рис. 10, *б*.

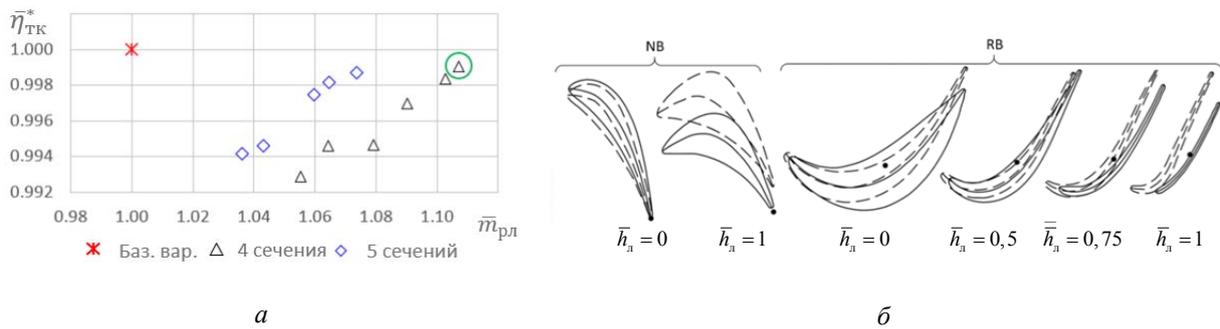


Рис. 10. Результаты оптимизации на пятом этапе:  
*а* – фронт Парето; *б* – сравнение формы профилей сопловой и рабочей лопатки до (пунктирная линия) и после (сплошная линия) оптимизации

Сравнение напряжений в РЛ до и после оптимизации приведено на рис. 11, *а*. В результате оптимизации максимальные напряжения во втулочном сечении и сечении на относительной высоте лопатки  $\bar{h}_n = 0,75$  значительно снизились. Уменьшение напряжений во втулочном сечении объясняется увеличением площади втулочного сечения, снижение напряжения в сечении на  $\bar{h}_n = 0,75$  – уменьшением площади периферийного сечения РЛ и массы части лопатки, расположенной между относительными высотами  $\bar{h}_n = 0,75$  и  $\bar{h}_n = 1$ .

В завершении оптимизации ТК было проведено определение распределения значений параметров потока и КПД турбины с помощью поверочной модели рабочего процесса. Сравнение полей Маха в проточной части исходного варианта первого этапа и оптимизированных вариантов ТК (рис. 11, *б*) выявило следующие изменения структуры потока: снижение отрывных течений у втулки РК и увеличение интенсивности срывных течений в периферийной области. Величину КПД оптимизированного варианта ТК всё же не удалось довести до его исходного значения, однако он оказался всего лишь на 0,2% меньше, чем у исходного варианта, что весьма незначительно. Поэтому модернизацию ТК было решено прекратить на пятом этапе оптимизации.

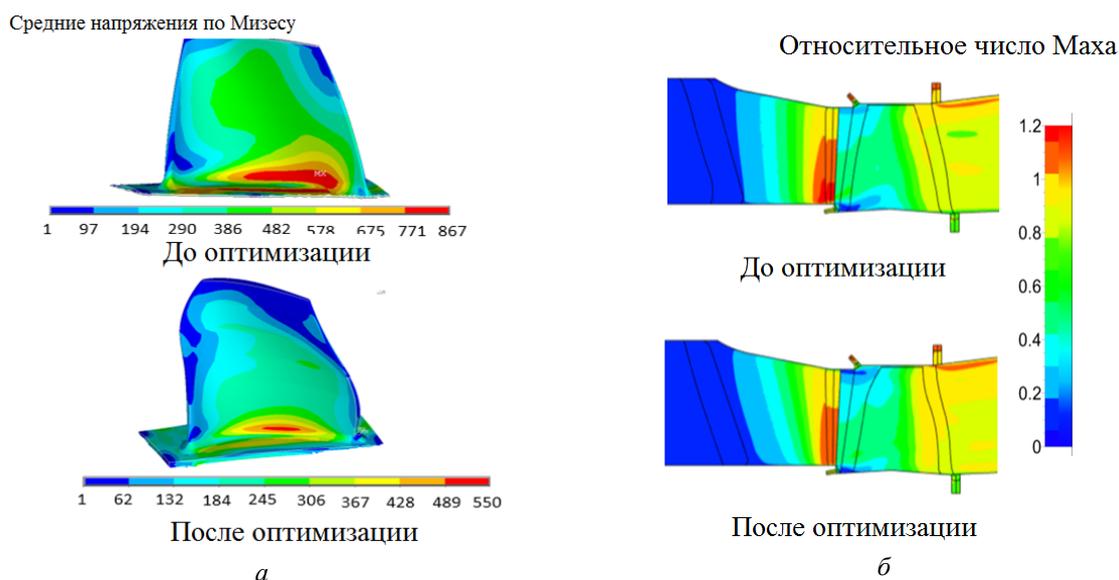


Рис. 11. Сравнение параметров турбины до и после оптимизации:  
 а – распределение средних по Мизесу напряжений в рабочей лопатке;  
 б – поля значений числа Маха в проточной части турбины

### Заключение

В результате модернизации ТК были обеспечены требуемые запасы прочности РЛ, а также ликвидирован недобор по запасу местной длительной прочности РЛ  $\bar{K}_{dl\_m}$  в 52% и по запасу длительной несущей способности РЛ  $\bar{K}_{dl\_B}$  в 39%. Дополнительно было выполнено технологическое требование отсутствия «перегибов» профилей сопловых и рабочих лопаток. При этом снижение КПД ТК оказалось вполне приемлемым и равным 0,2%.

### Библиографический список

1. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A., Kuptzov S.V. IOSO optimization toolkit Novel software to create better design // 9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization (September, 4-6, 2002, Atlanta, Georgia). DOI: 10.2514/6.2002-5514
2. Matveev V., Baturin O., Popov G. The optimization of four-stage low pressure turbine with outlet guide vane // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. V. 302, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/302/1/012037
3. Popov G., Matveev V., Baturin O., Novikova Y., Volkov A. Selection of parameters for blade-to-blade finite-volume mesh for CFD simulation of axial turbines // MATEC Web of Conferences. 2018. V. 220. DOI: 10.1051/mateconf/201822003003
4. Ремизов А.Е., Вятков В.В., Осокина Е.С., Харченко Р.В. К вопросу решения задачи оптимизации проточной части турбины газогенератора малой размерности // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2019. № 1. С. 149-152.

## GASDYNAMIC AND STRENGTH IMPROVEMENT OF THE AXIAL FLOW TURBINE OF A HELICOPTER GAS TURBINE ENGINE

© 2022

- E. S. Goriachkin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [goriachkin.e.s@gmail.com](mailto:goriachkin.e.s@gmail.com)
- G. M. Popov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [popov@ssau.com](mailto:popov@ssau.com)
- V. N. Matveev** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [valeriy2008@rambler.ru](mailto:valeriy2008@rambler.ru)
- A. I. Shcherban** Junior Research Fellow, Research and Education Centre for Gas-Dynamic Studies; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [korneeva.ai@ssau.ru](mailto:korneeva.ai@ssau.ru)
- I. A. Kudryashov** Postgraduate Student of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [ivan.kudryash1337@gmail.com](mailto:ivan.kudryash1337@gmail.com)
- S. A. Melnikov** Design Engineer, Research and Education Centre for Gas-Dynamic Studies; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [m.asergey196@gmail.com](mailto:m.asergey196@gmail.com)

The article presents the results of the development of proposals to increase the safety margin of the blades and the efficiency of a single-stage axial flow turbine compressor of a small-sized turbo-shaft engine being modernized with the use of multidiscipline optimization methods. Analysis of the initial version of the turbine showed that the margin of safety of the working blades is significantly lower than that required by the strength standards. To eliminate the problem encountered the task of blade development was initially solved only according to strength characteristics, without taking into account gas dynamic processes. As a result, the geometry of the working blades that met the strength requirements was obtained. It was used as a starting point for solving the joint task of optimizing the blading, taking into account gas dynamic and deformation processes. As a result of joint optimization, a turbine version meeting the strength standards was obtained, although we had to slightly reduce the efficiency of the turbine by 0,2%.

*Axial flow turbine; optimization gas turbine engine; gas dynamics; strength of axial flow turbine*

---

*Citation:* Goriachkin E.S., Popov G.M., Matveev V.N., Shcherban A.I., Kudryashov I.A., Melnikov S.A. Gasdynamic and strength improvement of the axial flow turbine of a helicopter gas turbine engine. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 1. P. 42-56. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-1-42-56

### References

1. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A., Kuptzov S.V. IOSO optimization toolkit Novel software to create better design. *9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization (September, 4-6, 2002, Atlanta, Georgia)*. DOI: 10.2514/6.2002-5514
2. Matveev V., Baturin O., Popov G. The optimization of four-stage low pressure turbine with outlet guide vane. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. V. 302, Iss. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/302/1/012037

3. Popov G., Matveev V., Baturin O., Novikova Y., Volkov A. Selection of parameters for blade-to-blade finite-volume mesh for CFD simulation of axial turbines. *MATEC Web of Conferences*. 2018. V. 220. DOI: 10.1051/mateconf/201822003003

4. Remizov A.E., Vyatkov V.V., Osokina E.S., Kharchenko R.V. To solution of the optimization problem for the small dimension engine core turbine wheel space. *Russian Aeronautics*. 2019. V. 62, Iss. 1. P. 161-170. DOI: 10.3103/S1068799819010240