

УДК 534.282, 621.452.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ РОТОРА ГТД

© 2019 г. А. Л. Берне^а, М. К. Леонтьев^б,
Ф. Р. Низаметдинов^{с,*}, Ю. С. Ромашин^а

^а ИКЦ ООО “Альфа-транзит”, Химки, Россия

^б Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
Москва, Россия

^с МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

*e-mail: frnizametdinov@list.ru

Поступила в редакцию 27.12.2017 г.

После доработки 27.12.2017 г.

Принята к публикации 22.02.2018 г.

В статье рассматриваются вопросы моделирования жесткостных свойств фланцевых соединений роторов, которые в значительной мере определяют их общую динамику. Исследования ведутся на примере фланцевого соединения вала компрессора и диска турбины в газогенераторе ГТД. Отмечается, что моментная жесткость фланцевого соединения является нелинейной функцией от изгибающего момента, величина которого связана с прогибом ротора от действия неуравновешенных сил. Показано, что значение моментной жесткости существенным образом зависит от усилия затяжки болтов, осевой силы, растягивающей соединение, контактных деформаций поверхностей фланцев. Анализ влияния, полученных в разных моделях фланцевого соединения значений моментной жесткости, на общую динамику ротора показал необходимость учета всего набора действующих в соединении факторов.

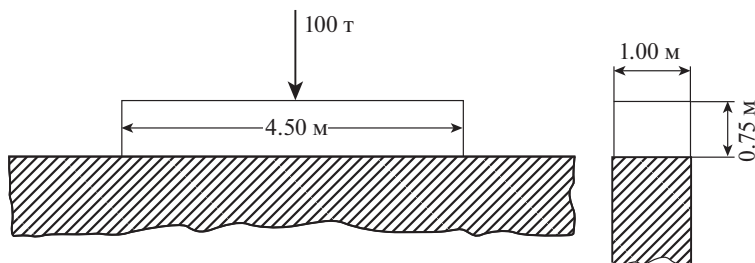
Ключевые слова: фланцевое соединение, моментная жесткость, усилие затяжки, критические частоты, контактная податливость

DOI: 10.1134/S057232991902003X

1. Введение. Болтовые фланцевые соединения — один из наиболее широко применяемых в машиностроении видов разъемных соединений, в частности такие соединения часто используются в роторах газотурбинных двигателей. Характерной особенностью таких роторов является наличие нескольких фланцевых соединений различного типа. Фланцевые соединения не являются абсолютно жесткими. Более того, часто именно они определяют общие жесткостные свойства конструкции в целом. Их учет в задачах моделирования и анализа общей динамики ГТД весьма важен.

Результаты, представленные в работах [1–6], показывают, что задача моделирования фланцевых соединений и анализ их влияния на динамические процессы не имеет универсального решения, так как такое соединение имеет нелинейную жесткостную характеристику. Жесткость может существенно зависеть от большого количества факторов — геометрии болтовых соединений, величин зазоров и натягов соединяемых конструкций, усилий затяжки болтов, режимов работы двигателя и так далее.

Характеристики фланцевых соединений выявляются в условиях контактного взаимодействия, поэтому задача моделирования фланцевых соединений роторных машин ставится как нелинейная контактная задача с переменной зоной контакта [7, 8].



Фиг. 1

В настоящее время существует множество работ [4, 9–11], посвященных исследованию изменений жесткости фланцевого соединения и влиянию этого эффекта на динамику системы. Среди этих работ можно встретить как исследования, посвященные экспериментальному изучению нелинейного поведения фланцевых соединений, так и работы, в которых предпринимались попытки уточнить классические методики расчета путем конечно-элементного моделирования и разработки уточненных аналитических моделей.

В работе [10] авторы отмечают, что снижение жесткости болтовых соединений, полученной в МКЭ моделях, может достигать 60% относительно стандартного аналитического расчета. Вместе с тем в работе [4] показано, что результаты, полученные с помощью аналитической модели, на начальном участке зависимости момента от угла поворота находятся в хорошем соответствии с расчетами МКЭ.

Во многих случаях авторы отказались от имеющих ограниченную применимость аналитических моделей в пользу прямого МКЭ моделирования (например, [3, 12, 13]), чтобы более детально изучить нелинейные эффекты во фланцевых соединениях. Вместе с тем, даже при таком подходе, вводятся допущения, чтобы уменьшить как объем вычислений, так и улучшить сходимость решения [14].

В данной статье приводятся результаты расчетов, позволяющие определить степень влияния действующих в болтовом соединении факторов на его моментную жесткость.

2. Статическая задача контакта — некоторые замечания. Ниже на примере решения линейной статической задачи контакта упругой балки с упругой полуплоскостью [15] представлены результаты, демонстрирующие эффект частичной потери контакта.

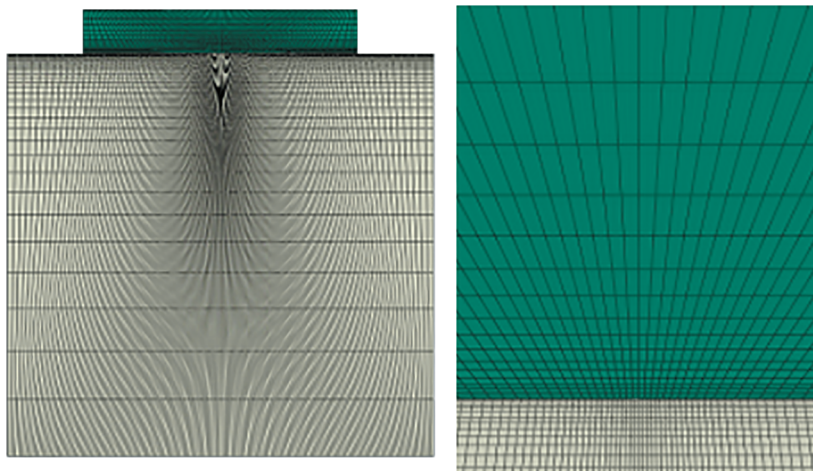
Аналитически эта задача решена в следующей постановке. В центре балки высотой 0.75 м, длиной 4.5 м приложена сосредоточенная сила 100 тонн, фиг. 1. Ширина балки и упругого основания приняты единичными. Модуль упругости основания $E_0 = 2.943 \times 10^3$ МПа, жесткость балки $EI \approx 7.24 \times 10^6$ Н · м².

Решение из [15] сравнивается с решением, полученным на МКЭ модели, выполненной из 8-ми узловых элементов и имеющей сгущение в зоне контакта, фиг. 2. Проведен линейный расчет, контактная задача решена методом множителей Лагранжа.

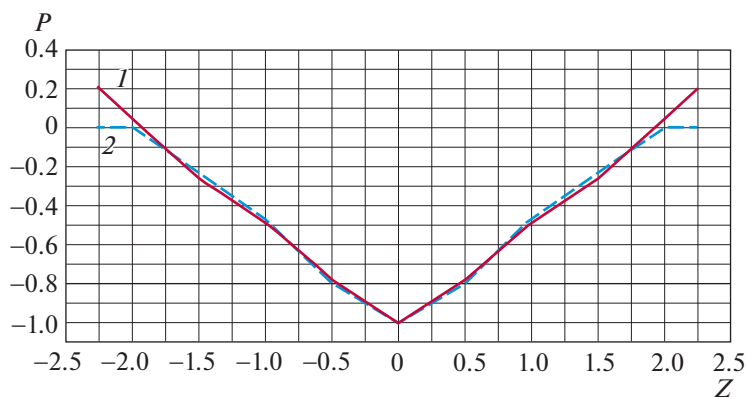
На фиг. 3 представлены зависимости безразмерного контактного давления P от расстояния Z м, полученные аналитически из [15] — 1 и из МКЭ решения — 2.

Видно, что эпюры практически совпадают по всей длине балки, кроме ее краев, где в аналитическом решении 1 (фиг. 3) происходит смена знака контактного давления. Из анализа фиг. 3 очевидно, что аналитическая модель 1 не может правильно отследить контактные явления на участках частичного раскрытия соединения.

Аналогичная ситуация с частичной потерей контакта возникает при затяжке болтов во фланцевом соединении и/или нагружении растягивающей осевой силой (см. фиг. 7б и фиг. 7в), то есть с увеличением усилия затяжки или осевой силы зона контакта во фланцевом соединении уменьшается.



Фиг. 2

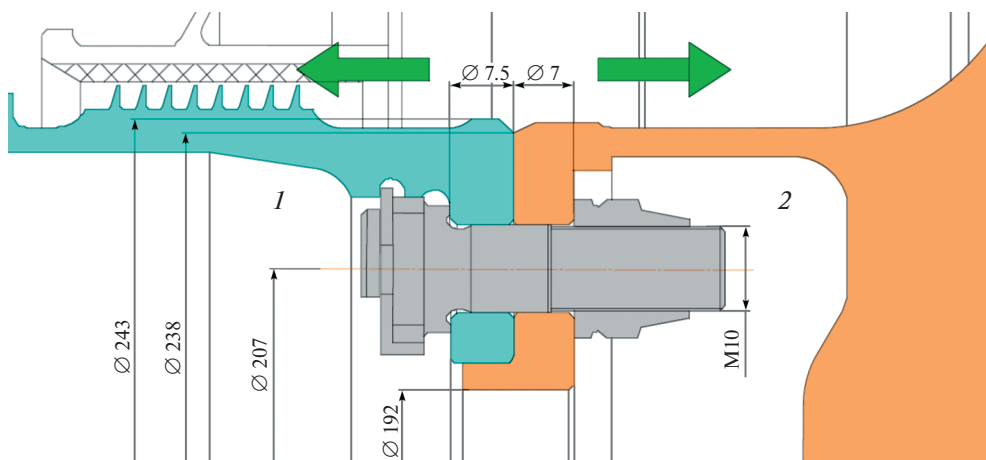


Фиг. 3

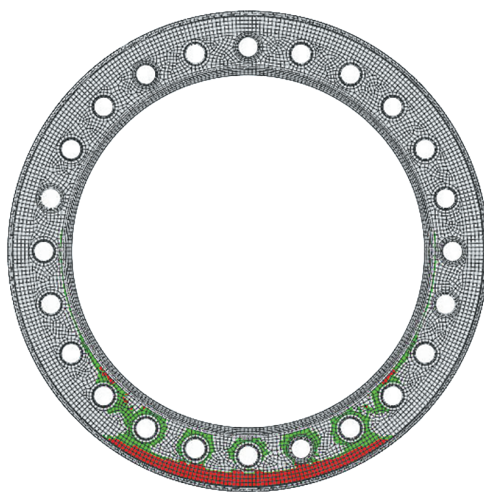
3. Фланцевое соединение ротора высокого давления ГТД. В качестве примера рассматривается характерное для многих двигателей болтовое соединение (см. фиг. 4) вала компрессора 1 и диска турбины 2 ротора газогенератора.

Фланцы деталей соединяются между собой 24-мя болтами, равномерно расположенными по окружности. Каждое болтовое соединение затягивается моментом, создающим осевое усилие $P_{01} = 30$ кН [16]. Суммарное усилие затяжки болтов для всего соединения $P_0 = 720$ кН. Величина растягивающей осевой силы ≈ 265 кН.

В МКЭ модели фланцевого соединения учтены все геометрические размеры фланцев и болтов, контакты между поверхностями фланцев, между фланцами и болтами/гайками по цилиндрическим поверхностям отверстий и болтов. По центрирующему пояску учтен контакт с натягом. Вал компрессора выполнен из материала с модулем упругости 184000 МПа, болт и вал турбины – из материала с модулем упругости 160000 МПа. Модули упругости обоих материалов взяты при одинаковой рабочей температуре.



Фиг. 4

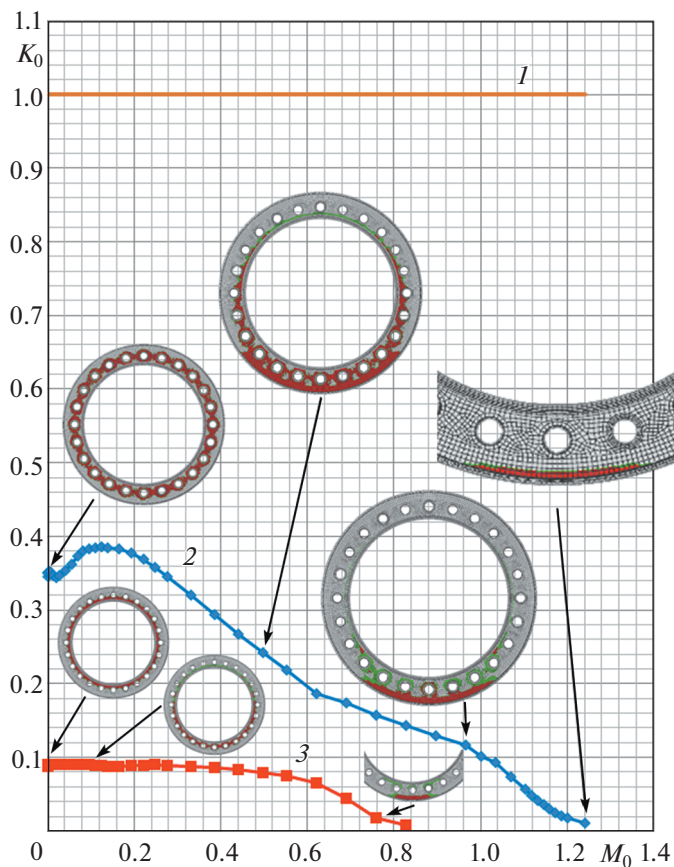


Фиг. 5

4. Моментная жесткость фланцевого соединения. Критической ситуацией для конструкции ротора является полное раскрытие фланца, при котором его жесткость многократно снижается и определяется только жесткостью болтов.

Фланцевые соединения имеют существенно нелинейные характеристики, зависящие от возникающих в работе нагрузок. Проведенные параметрические исследования показали, что главными факторами, влияющими на их жесткость, являются усилие затяжки болтов, возникающая в работе осевая сила, растягивающая эти болты, а также изгибающий момент в роторе вследствие его прогиба от неуравновешенных сил. На фиг. 6 показаны результаты расчетов моментной жесткости соединения в зависимости от действующего изгибающего момента для различных моделей соединения:

1 – фланец без учета контактных деформаций и осевой растягивающей силы;



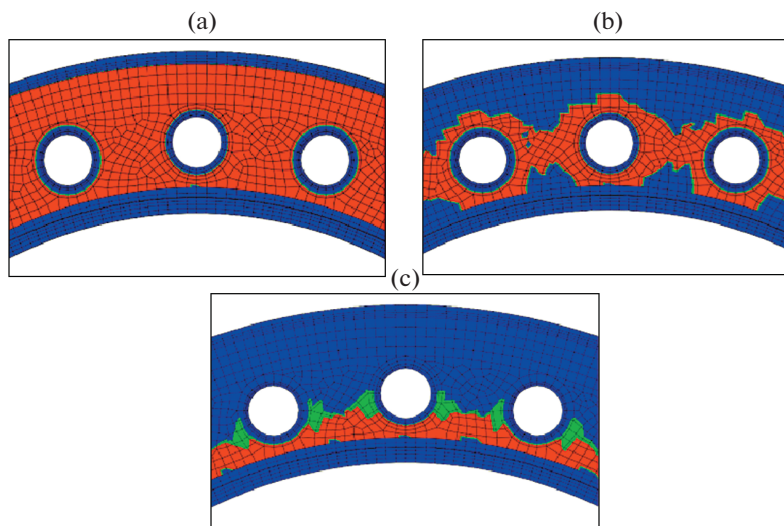
Фиг. 6

2 – фланец с учетом контактных деформаций от стяжки болтами;

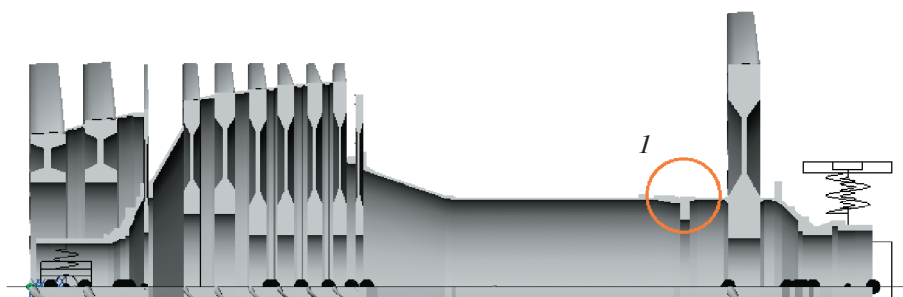
3 – фланец с учетом контактных деформаций от стяжки болтами и осевой силы.

Пределы изменения моментной жесткости соединения и изгибающего момента отражены в долях от K_0 и M_0 соответственно, где K_0 – моментная жесткость фланцевого соединения без учета контактных деформаций и осевой растягивающей силы 1 (фиг. 6), M_0 – величина изгибающего момента, соответствующая пятну контакта, изображенному на фиг. 5, для модели фланца с учетом контактных деформаций от стяжки болтами 2 (фиг. 6). Отметим, что выражение моментной жесткости соединения и изгибающего момента в долях от K_0 и M_0 сделано лишь для удобства представления результатов. Из МКЭ расчета для рассматриваемого соединения $K_0 = 6.74e + 007 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$, $M_0 = 73 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Полученная разница в начальных жесткостях на фиг. 6 объясняется разными условиями нагружения. До затяжки болтов присутствует плотное прилегание по всей поверхности (фиг. 7a). При затяжке болтов из-за относительно малой толщины фланцев возникает неравномерное пятно контакта с областями отсутствия контакта (фиг. 7b). За счет податливости полотна фланца при действии внешней растягивающей осевой



Фиг. 7



Фиг. 8

силы фланец практически полностью раскрывается (фиг. 7с). Остается только незначительная зона контакта, которая и определяет жесткостные характеристики фланца.

При полностью раскрытом фланце жесткость соединения меньше начальной приблизительно в 10 раз (см. фиг. 6) и определяется только жесткостью болтовой группы. Это значение, к которому стремится жесткость соединения при увеличении изгибающего момента, величина которого связана с прогибом ротора от действия неуравновешенных сил.

Нелинейное поведение фланцевого соединения начинает проявляться при достаточно больших значениях изгибающего момента. Фактор столь значительного изменения жесткости соединения необходимо учитывать при расчете спектра собственных частот и форм колебаний.

5. Динамические характеристики ротора. Модель исследуемого ротора газогенератора двигателя с исследуемым фланцевым соединением 1 показана на фиг. 8. Податливость опор определяется податливостью подшипников и упругого элемента в опоре компрессора. Рабочая частота вращения ротора 13500 об/мин.

Таблица 1

Модель	Фланец без учета контактных деформаций (K_0)	Фланец с учетом контактных деформаций от стяжки болтами ($0.35 K_0$)	Фланец с учетом контактных деформаций от стяжки болтами и осевой силы ($0.1 K_0$)	Открытый изгибающим моментом фланец с учетом контактных деформаций от стяжки болтами и осевой силы ($0.01 K_0$)
Критические частоты	7187 15993	7150 15671	7055 15068	6623 13885
Изменение частот	— —	0.5% 2.0%	1.8% 5.8%	7.8% 13.2%

Задача решалась в программной системе DYNAMICS R4 [17]. В таблице показано влияние учитываемых условий нагружения на спектр критических частот вращения ротора. Жесткость фланцев рассчитана для постоянного значения внешней осевой силы (≈ 265 кН). Изменение частот в процентах рассчитано по отношению к модели фланца без учета контактных деформаций 1 (фиг. 6).

Подчеркиванием выделена рабочая модель для определения моментной жесткости фланцев, предлагаемая для использования инженерам.

Из табл. 1 видно, что учет контактных деформаций от стяжки болтами и осевой растягивающей силы приводят к снижению критической частоты вращения. Учет других факторов, влияющих на жесткость вала ротора, таких как фланцевые соединения рабочих колес и цапф компрессора, силовые элементы опорных узлов ротора и так далее, может дополнительно снизить резонансный режим в рабочую зону, что может сопровождаться высокими вибрациями.

6. Заключение. Жесткость фланцевых соединений является существенным фактором, определяющим динамические свойства ротора. Исследование, проведенное в данной работе, показало, что моментная жесткость фланцевого соединения типового ротора ГТД является нелинейной функцией от изгибающего момента, величина которого связана с прогибом ротора от действия неуравновешенных сил. Создаваемые модели фланцевых соединений для их учета при расчете динамических характеристик роторов должны учитывать в обязательном порядке геометрию фланцевых соединений, контактную податливость стыка всех соединяемых деталей, усилие затяжки болтов и осевые силы, действующие на фланцевое соединение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Piscan I., Janssens T., Pupaza C.* Dynamic parameter estimation of bolted assemblies. ISMA. Belgium. 2012. P. 3461–3474.
2. *Schwingshackl C.W. et al.* Modeling and validation of the nonlinear dynamic behavior of bolted flange joints // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2013. T. 135. №. 12. P. 1–10.
3. *Sonnenschein U.* Modelling of bolts under dynamic loads // LS-Dyna Anwenderforum. Bamberg. 2008. P. 12–24.
4. *Couchaux M., Hjiat M., Ryan I.* Behaviour of bolted circular flange joints subjected to a bending moment and an axial force // 7th international workshop on connections in steel structures. Timisoara. 2009. T. 30. P. 1–10.
5. *Иванов А.С., Муркин С.В.* Методика расчета резьбового соединения, нагруженного произвольной системой сил и моментов // Современное машиностроение: наука и образование. Материалы 4-й Международной научно-практической конференции / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2014. С. 389–398.
6. *Perinpanayagam S. et al.* Non-linearities in an aero-engine structure: from test to design // Proceedings of the 2005 International Conference on Modal Analysis. Noise and Vibration Engineering. Leuven. Belgium. 2004. P. 3167–3182.

7. Gao J. *et al.* Effects of bending moments and pretightening forces on the flexural stiffness of contact interfaces in rod-fastened rotors // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012. Т. 134. № 10. Р. 1–8.
8. Милов А.Е. Контактная задача динамики сборных роторов турбомашин. Автореф. дис. на соискание ученой степени канд-та тех. наук. Иркутск, 2007. 20 с.
9. Peng H. *et al.* Rotor dynamic analysis of tie-bolt fastened rotor based on elastic-plastic contact // *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers. 2011. Р. 365–373.
10. Wang, Cun, *et al.* “Study on the stiffness loss and the dynamic influence on rotor system of the bolted flange joint.” *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers. 2014. Р. 1–13.
11. Jiang X.J. *et al.* An Analytical Model for Rotation Stiffness and Deformation of an Antiloosening Nut under Locking Force // *International Journal of Rotating Machinery*. 2014. Р. 1–8.
12. Ibrahim A. Sever, Nonlinear vibration Phenomena in Aero-Engine Measurements. Chapter 23. Dynamics of Coupled Structures, Volume 4. Proceedings of the 34th IMAC. A Conference and Exposition on Dynamics of Multiphysical Systems: From Active Materials to Vibroacoustics. 2016. Р. 241–252.
13. Kumar N., Brahamanandam P.V.G., Rao B.V.P. 3-D Finite Element Analysis of Bolted Flange Joint of Pressure Vessel // *MIT International Journal of Mechanical Engineering*. 2011. V. 1. № 1. Р. 35–40.
14. Бузлаев Д. Моделирование болтовых соединений в КЭ-комплексе SIMULIA Abaqus // *САПР и графика*. 2015. № 5. С. 2–7.
15. Жемочкин Б.Н. Расчет балок на упругом основании. М.: Военно-инженерная академия РККА имени В.В. Куйбышева, 1937. 144 с.
16. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 366 с.
17. Леонтьев М.К., Дегтярев С.А. и др. Программная система расчета динамики роторов Dynamics 4. Свидетельство об отраслевой разработке № 6691. Отраслевой фонд алгоритмов и программ. Государственный информационный центр информационных технологий. Министерство образования Российской Федерации. 2006 г.