

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ КАМЕР СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГТД

© 2006 В.Ю. Абрашкин

Самарский государственный аэрокосмический университет

В работе рассмотрены особенности формирования полей температуры газа для камер сгорания малоразмерных газотурбинных двигателей (ГТД). Разработана уточненная модель расчета коэффициента гидравлического сопротивления, представлены результаты по влиянию конструктивных параметров камеры сгорания на неравномерность температурного поля газового потока, предложены рекомендации по проектированию и доводке этого узла в малоразмерных ГТД.

В работе представлены результаты по исследованию аэродинамической структуры течения и гидравлических потерь в камерах сгорания малоразмерных ГТД, а также влияние их конструктивных и режимных параметров на характеристики выходного поля температуры газа.

В качестве объектов испытаний использовались модели и натурные КС ряда отечественных малоразмерных ГТД первого типоразмера [1] различных конструктивных схем:

– прямоточная, кольцевого типа с подачей воздуха в наружный кольцевой канал. (КС двигателя МД-120), которая оснащена необходимыми гребёнками полного и статического давления для замеров распределения воздуха по длине жаровой трубы;

– прямоточная, трубчато-кольцевого типа (КС двигателя МД-45);

– противоточная, кольцевого типа (КС изделия ВД-100). Характерной особенностью указанного изделия являлась тороидальная структура течения в первичной зоне жаровой трубы.

Выше описанные объекты испытаний позволили в имеющемся диапазоне схемных решений современных КС МГТД исследовать влияние конструктивных и режимных параметров на выходные характеристики полей температуры газа.

Если в большинстве существующих полноразмерных КС обтекание жаровой трубы, как правило, “симметричное”, то в малоразмерных ГТД – более сложное, что приводит к дополнительным потерям полного давления во внутреннем кольцевом канале и, сле-

довательно, к разнице статических давлений на обечайках жаровой трубы.

Так, например, для КС двигателя МД-120 расход воздуха, поступающего в наружный канал, зависит от приведенной скорости потока, в то время как через внутренний смеситель остается практически постоянным. Это объясняется тем, что увеличиваются потери полного давления на поворот потока во внутренний канал, которые составляют от 10 до 40% общих потерь σ_k [2].

На рис. 1 приведено влияние раскрытия жаровой трубы (в данном случае за счет уменьшения площади $F_{см}''$) на характеристики КС двигателя МД-120.

При распределении воздуха по смесителям согласно рекомендациям для полноразмерных ГТД ($\Sigma F_0/F_K = 1,30..1,34$) камера сгорания характеризуется высоким уровнем неравномерности выходного поля температур ($\Theta_\phi^{max} \approx 0,35 \div 0,37$; $\Theta_h^{max} \approx 1,17$), наличием нагара на внутренней стенке жаровой трубы и низким уровнем полноты сгорания η_r .

Как показывают исследования, минимальному уровню окружной и радиальной неравномерности ($\Theta_\phi^{max} \approx 0,22 \div 0,26$; $\Theta_h^{max} \approx 1,07..1,04$) соответствует область $\Sigma F_0/F_K = 1,25..1,1$ примерно равных расходов через смесители.

Так как наружная обечайка жаровой трубы камер сгорания малоразмерных ГТД “работает” под избыточным перепадом давления, то можно предположить, что любые неравномерности потока на выходе из диффу-

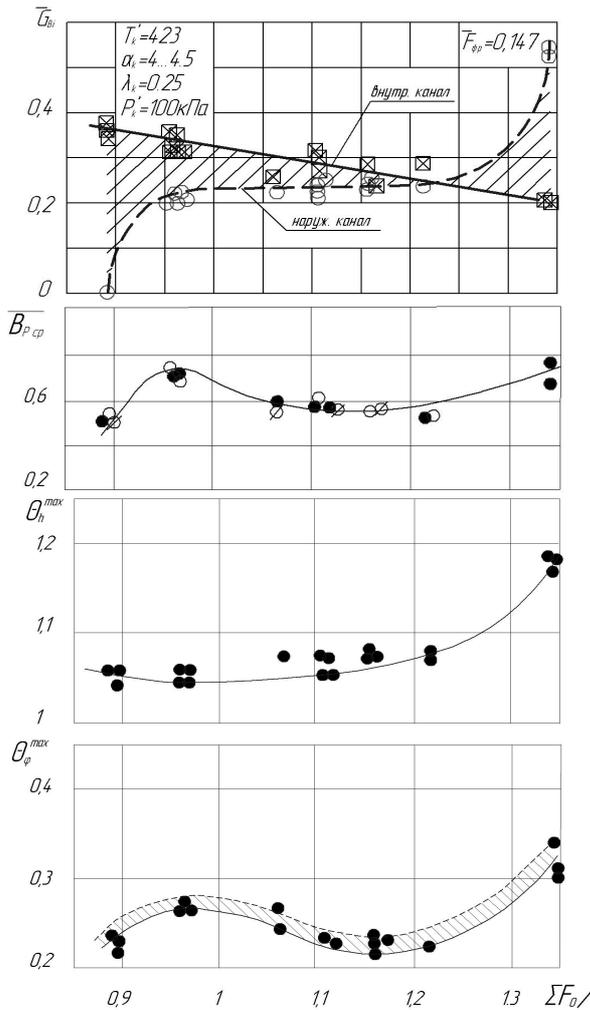


Рис. 1. Влияние раскрытия жаровой трубы на характеристики КС двигателя МД-120

зора прежде всего оказывают влияние именно на характеристики ПГТ в окружном направлении.

В качестве примера приведено влияние остаточной закрутки потока $\varphi_{ост}$ на уровень θ_{φ}^{max} (рис. 2) для камеры сгорания двигателя МД-120.

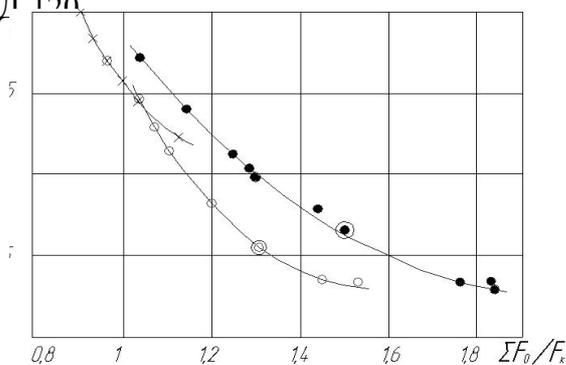


Рис. 2. Влияние остаточной закрутки на выходе из компрессора на характеристики выходного поля температуры газа камеры сгорания двигателя МД-120

Минимальное значение $\theta_{\varphi}^{max} = 0,22...0,24$ достигается при смещении отверстий смесителя относительно первого ряда на наружной обечайке жаровой трубы на угол $\varphi = 13...17^\circ$ от исходной компоновки, что примерно равно $\varphi_{ост} = 17^\circ$. В такой конструкции реализуется шахматное расположение струй первого ряда и наружного смесителя, которое способствует более интенсивному перемешиванию и выравниванию характеристик поля температуры газа в окружном направлении.

Известно [3], что при заданной длине жаровой трубы неравномерность поля температуры газа на выходе из камеры сгорания и гидравлические потери в ней определяются одними и теми же относительными геометрическими параметрами ($UF_{\varphi}/F_{ж}, F_{КК}/UF_{\varphi}, F_{фр}/UF_{\varphi}$) и степенью подогрева газа. Повышение потерь в жаровой трубе путем уменьшения эффективной площади отверстий является инструментом в руках конструктора для обеспечения требуемых характеристик камеры ($\theta_{\varphi}^{max}, \theta_{h}^{max}, \eta_c$) [4]. Поэтому еще на стадии эскизного проектирования необходимо иметь интегральные модели, позволяющие с достаточной точностью оценивать потери полного давления (ζ_K или σ_K).

Проведенные исследования показывают, что известные модели [3, 5], применительно к малоразмерным камерам сгорания рассматриваемых схем дают погрешность в определении коэффициента гидравлических потерь до 50...100%. Поэтому на основе обобщения и анализа имеющихся экспериментальных данных разработана уточненная модель расчета коэффициента гидравлического сопротивления для геометрически подобных камер сгорания малоразмерных ГТД с расходом воздуха $G_B = 0,3...2,5$ кг/с:

$$\xi_K = \xi_D + K_F \left[\xi_0 \left(\frac{F_K}{\mu F_0} \right)^2 + \xi_T \right],$$

где ξ_D – потери на диффузоре; ξ_0 – потери на жаровой трубе; ξ_T – тепловые потери.

$$\xi_{\Delta} = K_1 \cdot K_2 \cdot \left(1 - \frac{1}{c \cdot \Pi_{\Delta}}\right)^2, \quad K_F = f(\Sigma F_0 / F_K),$$

$$\xi_T = K_{\Delta T} \left(\frac{F_K}{F_{Ж}}\right)^2 \cdot \left(\frac{T_{Г}^*}{T_K^*} - 1\right),$$

$$K_{\Delta T} = 26,94 \cdot \exp[-10,12(F_K / F_{Ж})],$$

при $F_K / F_{Ж} = 0,12 \dots 0,3$.

Значения ξ_{Δ} и ξ_O и μ определяются по рекомендациям, приведенным в [5].

Поправочный коэффициент $K_{\Delta T}$ учитывает форму жаровой трубы и неравномерность полей $T_{Г}^*$ и $W_{Г}^*$ в зависимости от отношения $F_K / F_{Ж}$. Для КС МГТД $K_{\Delta T} \approx 8 \dots 1$ ($K_{\Delta T} = 2,2 \dots 0,5$ -ПКС). Коэффициент K_F учитывает схему КС (прямоточная, противоточная или трубчато-кольцевая). Для камер сгорания двигателя МД-120 $K_F = 0,58 \cdot \exp(0,2 \cdot x + 0,1x^2 + 0,06x^3)$, где $x = \mu F_O / F_K$. Для КС двигателя МД-45 и ВД-100 $K_F = 1$. На рис. 3 дано сравнение

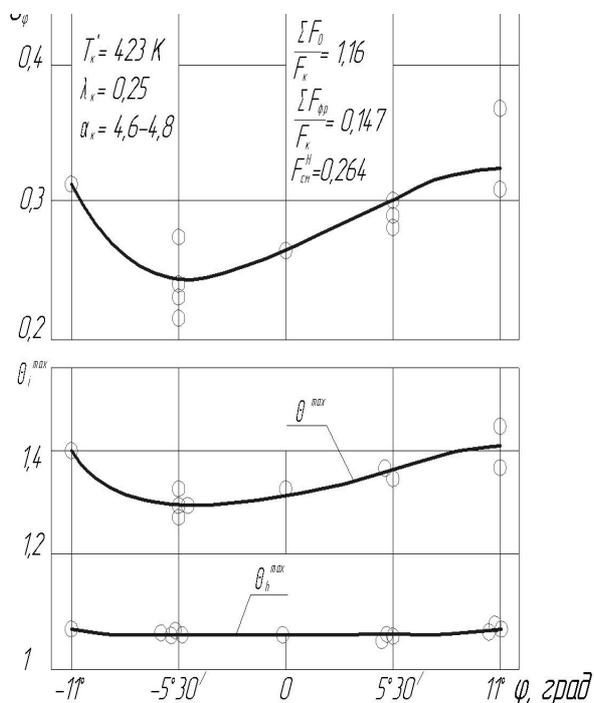


Рис. 3. Зависимость ξ_K от отношения $\Sigma F_0 / F_K$ для исследуемых вариантов КС МГТД:
 -о- КС двигателя МД-120;
 -●- КС двигателя МД-45;
 -х- КС двигателя ВД-100

расчетных и экспериментальных значений ξ_K . Погрешность определения гидравлических потерь для геометрически подобных КС не превышает $\pm 5,5\%$.

Исследование влияния геометрических параметров КС на выходное поле температур проводилось в несколько этапов. На первом изучалось влияние площадей фронтного устройства ($\bar{F}_{ФР} = F_{ФР} / F_K$), первого ряда отверстий $\bar{F}_{1р}$, наружного смесителя $\bar{F}_{см}^H$. После выбора оптимальных вариантов исследовалось влияние размерности и конструкции фронтного устройства, раскрытия внутренней обечайки, неравномерности распределения топлива по форсункам и условий течения в каналах на поля температур.

Для исключения индивидуальных различий жаровых труб испытания проводились на нескольких вариантах исследуемых камер сгорания с многократным дублированием измерений после переборок.

Проведенные исследования показали, что изменение аэродинамической структуры течения и состава топливно-воздушной смеси в первичной зоне оказывает весьма существенное влияние на неравномерность температурного поля камеры. Благодаря этому появляется реальная возможность воздействия на θ_{ϕ}^{max} и θ_h^{max} с помощью режима работы первичной зоны, что можно использовать при доводке и совершенствовании существующих и создании новых камер сгорания.

Формирование равномерного сносящего потока зависит от организации рабочего процесса в зоне горения, т. е. от шага между форсунками, равномерности распределения топлива и воздуха по объему жаровой трубы и завершенности процесса горения в первичной зоне.

Одной из причин увеличения уровня неравномерности поля температур на выходе из КС является неодинаковое распределение топлива по форсункам. Подтверждением этого служит зависимость θ_{ϕ}^{max} , θ_h^{max} от начальной неравномерности распределения топлива, полученная в результате обобщения экспериментальных данных (рис. 4),

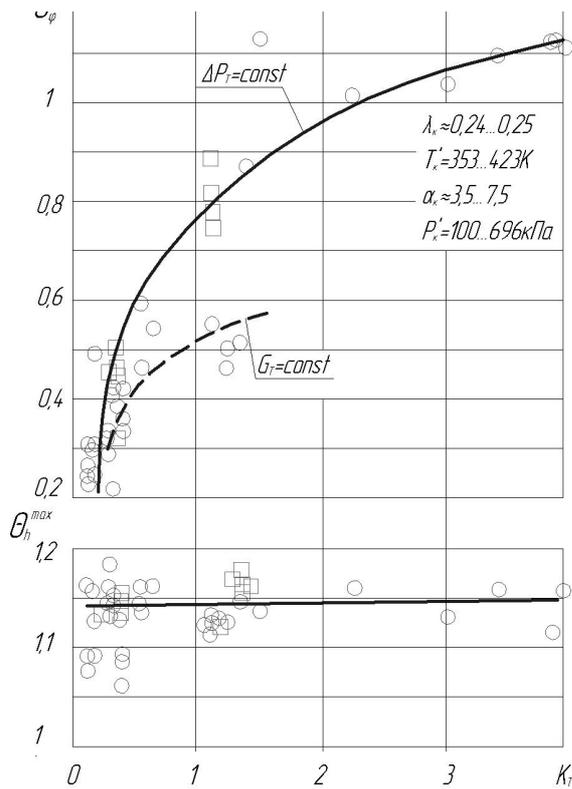


Рис. 4. Влияние начальной неравномерности распределения топлива по форсункам на характеристики выходного поля температуры газа камер МГТД

где $K_T = (q_{Tmax} - q_{Tmin})/q_{Tcp}$. Следует особо отметить, что радиальная эпюра при изменении K_T в диапазоне от 0,1 до 4 не претерпевает заметных изменений.

Особый интерес для формирования окружной неравномерности КС МГТД представляет область, в которой при небольшом изменении $K_T \approx 0,2...0,32$ уровень θ_ϕ^{max} изменяется примерно в 2,5 раза $\theta_\phi^{max} \approx 0,2...0,5$, что по-видимому объясняется незавершенностью процесса в зоне горения и догоранием несгоревшей ТВС на струях смесителя. Отмеченное обстоятельство позволяет более обоснованно подходить к выбору допустимого уровня разброса расходных характеристик топливных форсунок. Рекомендуемое значение $K_T \approx 0,2$. Анализ литературных данных показывает, что на характеристики поля температуры газа на выходе из КС значительное влияние оказывает глубина проникновения струй вторичного воздуха \bar{B}_p . При этом для полноразмерных КС $\bar{B}_{popt} \approx 0,5...0,6$.

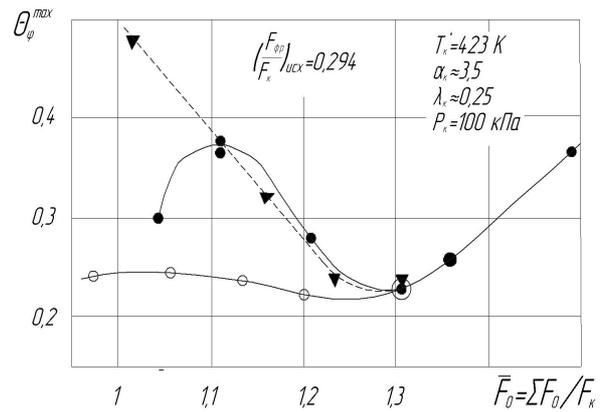


Рис. 5. Влияние раскрытия жаровой трубы на θ_ϕ^{max} камеры сгорания двигателя МД-120:

-●- $\bar{F}_{CM}^H = var$; -○- $\bar{F}_{CM}^{BH} = var$; -▼- $\bar{F}_{\phi p} = var$

На рис. 5 показано влияние раскрытия \bar{F}_{CM}^H на глубину проникновения \bar{B}_{pcp}^H и θ_ϕ^{max} для КС двигателя МД-120.

При этом оптимальное соотношение $\Sigma F_0/F_K \approx 1,1...1,2$, а величина $\bar{B}_{pcp}^H = 0,5...0,55$. Следует также отметить, что течение в наружном кольцевом канале менее стабильно, чем во внутреннем, т. к. площадь, которую должен заполнить поток воздуха, гораздо больше ($\bar{F}_{KK}^H/\bar{F}_{KK}^{BH} \approx 3...5$). При увеличении расхода происходит более полное заполнение наружного кольцевого канала и неравномерность потока уменьшается.

В результате проведенных на первом этапе работ удалось экспериментально установить оптимальную величину и взаимное расположение отверстий для подвода воздуха, поэтому в дальнейших исследованиях использовались доработанные КС.

С целью выяснения влияния изменения проходных сечений фронтального устройства ($\bar{F}_{\phi p}$), наружного и внутреннего смесителей (\bar{F}_{CM}^H и \bar{F}_{CM}^{BH}) на выходное поле температуры и распределение воздуха по кольцевым каналам на одном из вариантов КС проведен комплекс исследований в широком диапазоне изменения их характерных площадей:

$$F_{\phi p}/\Sigma F_0 = 0...0,225; \quad F_{CM}^H/\Sigma F_0 = 0...0,3;$$

$$F_{CM}^{BH}/\Sigma F_0 = 0...0,253.$$

По степени влияния их можно располо-

жить в следующем порядке (рис. 5): фронтонное устройство, наружный смеситель, внутренний смеситель. Изменение площади фронтонного устройства оказывает наибольшее воздействие на уровень Θ_ϕ^{max} и практически не влияет на максимальный уровень радиальной неравномерности. Это является прямым следствием незавершенности процесса горения в первичной зоне, в результате чего на струях вторичного воздуха происходит догорание топливо-воздушной смеси, т.е. смеситель формирует выходное ПТГ дожиганием ТВС, не сгоревшей в первичной зоне.

На рис. 6 приведены результаты исследований по влиянию степени “раскрытия” жаровой трубы камеры сгорания (трубчато-кольцевого типа) двигателя МД-45.

Видим, что зависимость имеет качественно один и тот же характер протекания, что и для двигателя МД-120 (рис. 5), но отличается градиентом изменения $\Theta_\phi^{max} = f(\overline{F}_0)$ и уровнем минимальной неравномерности Θ_ϕ^{max} при одном и том же значении $\overline{F}_0 = 1,25 \dots 1,35$. При этом

$$(\Theta_\phi^{max})_{МД-120} = 0,22 \dots 0,23,$$

$$(\Theta_\phi^{max})_{МД-45} = 0,15 \dots 0,16.$$

С физической точки зрения это объясняется тем, что для трубчато-кольцевой КС двигателя МД-45 легче обеспечить пониженную неравномерность сносящего потока из-за более равномерного обтекания головок жаровой трубы [4].

Так как уровень минимальной окружной неравномерности наблюдается при равенстве

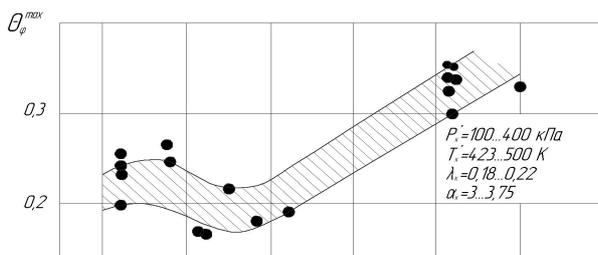


Рис. 6. Влияние отношения $\Sigma F_0 / F_k$ на характеристики выходного поля температур газа КС двигателя МД-45

расходов воздуха $G_{в см}^H$ и $G_{в см}^{6H}$, то одним из направлений обеспечения равномерного поля температур в КС МГТД проточной схемы является поиск способов выравнивания расходов через смесители. Как показывают исследования, этого можно достичь выравниванием профиля скорости на входе в наружный смеситель путем выбора соответствующего шага между отверстиями первого ряда и смесителя на наружной обечайке ЖТ при неизменной площади отверстий первого ряда.

Таким образом, результаты экспериментальных исследований показали, что при проектировании камер сгорания МГТД для обеспечения требуемых характеристик неравномерности выходного поля температуры газа необходимо согласовать процессы, протекающие в первичной зоне и зоне смешения с конструктивными и режимными параметрами:

- исходя из целевого назначения МГТД, выбрать наиболее рациональную схему камеры сгорания;
- обеспечить минимально возможную неравномерность температурного поля сносящего потока;
- согласовать глубину проникновения струй смесительного воздуха наружной и внутренней обечаек жаровой трубы;
- обеспечить необходимую аэродинамическую структуру течения в кольцевых каналах и жаровой трубе.

С целью получения минимальных значений окружной неравномерности Θ_ϕ^{max} температурного поля необходимо:

- учитывать величину остаточной закрутки потока $\varphi_{ост}$ путём смещения отверстий наружного смесителя и первого ряда отверстий на угол $\varphi_{смещ,от} \approx \varphi_{ост}$ относительно штатного “коридорного” расположения; (а.с. №296080)

- выравнивание расходов воздуха через внутренний и наружный смеситель путём выбора соответствующего шага между отверстиями первого ряда и смесителя на наружной обечайке жаровой трубы (а.с. №293564).

Ядро радиальной эпюры формировать путём изменения площади отверстий наружного смесителя, а на периферии - за счёт по-

дачи системы пристенных струй. Также предложены рекомендуемые диапазоны конструктивных и режимных параметров для КС МГТД различных конструктивных схем. Использование разработанных мероприятий для камер сгорания двигателей МД-120, МД-45 и ВД -100 показало их высокую эффективность и позволило в кратчайшие сроки получить требуемые характеристики по неравномерности температурного поля газового потока с учетом потерь полного давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пономарев Б.А., Тихонов А.М. Малоразмерные газотурбинные двигатели: Настоящее и будущее / Конверсия в машиностроении, 1994, №1.
2. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД, проблемы и некоторые пути повышения его эффективности // Лукачев В.П., Ланский А.М., Абрашкин В.Ю., Диденко А.А., Зубков П.Г., Ковов Ю.Л., Матвеев С.Г., Цыганов А.М. Шамбан М.А., Яковлев В.А. // Вест. СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. 1998. Вып. 1. Самара.
3. Полякова М.В. Связь неравномерности поля температуры газа на выходе из кольцевых камер сгорания ГТД с потерями полного давления в них / Труды ЦИАМ. 1982. №987.
4. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. М.: Мир, 1986.
5. Рудаков О.А., Саркисов А.А., Саливон Н.Д. Сигалов Ю.В. Конструкция, теория и расчёт камер сгорания ГТД: Учётное пособие, часть 1. С.-Петербург. гос. техн. ун-т, 1993.

ANALYSIS OF GAS TEMPERATURE FIELDS AT THE OUTLET OF COMBUSTION CHAMBERS OF SMALL GAS TURBINE ENGINES

© 2006 U.Y. Abrashkin

Samara State Aerospace University

The paper analyses the peculiarities of gas temperature field formation for combustion chambers of small gas turbine engines. A more precise model for calculating hydraulic resistance coefficient has been developed. The results concerning the impact of combustion chamber design parameters on the non-uniformity of gas flow temperature field are presented. Recommendations for design and finishing of this unit in small gas turbine engines are given.