

ОПТИМАЛЬНЫЕ ОБОРОТЫ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МИКРОГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

С.Д. Ваулин, Б.Г. Дегтярь, Е.В. Сафонов

Рассмотрена методика определения оптимальных оборотов, геометрических и кинематических параметров на входе и выходе центробежного колеса компрессора энергетической микрогазотурбинной установки, существенно влияющих на конструктивное исполнение, коэффициент полезного действия, вес, габариты и момент инерции турбокомпрессора.

Ключевые слова: энергетическая микрогазотурбинная установка, турбокомпрессор, оптимальные обороты, математическое моделирование.

Газотурбинные установки широко используются в ракетной технике, авиации, энергетике, транспортном машиностроении, так как позволяют получать любые мощности при малых габаритах благодаря быстроходности, непрерывности рабочего процесса и наличия только вращательного движения.

Облик газотурбинной установки определяется, прежде всего, таким важным параметром, как частота вращения ее ротора, так как с увеличением частоты вращения ротора уменьшаются не только массово-габаритные характеристики газотурбинной установки, но и улучшаются ее динамические характеристики. Однако с увеличением частоты вращения ротора увеличиваются скорости в проточной части компрессора, что приводит к увеличению гидравлических потерь и снижению коэффициента полезного действия компрессора. Особенно существенное увеличение потерь происходит при околосвуковом и сверхзвуковом натекании потока на входные кромки рабочего колеса компрессора и на входные кромки лопастного диффузора.

В работе [1] определены обороты газотурбинной установки из условия обеспечения околосвукового течения на периферии входной кромки рабочего колеса центробежного компрессора. Показано, что обороты ротора можно увеличить, если подкрутить поток воздуха на входе в рабочее колесо компрессора в сторону его вращения, путем постановки на входе в компрессор неподвижного направляющего аппарата. Однако в этом случае возможно сверхзвуковое течение на выходе рабочего колеса компрессора.

Поэтому определим обороты ротора компрессора, обеспечивающие околозвуковые скорости, как на входе, так и на выходе рабочего колеса, а также геометрические и кинематические параметры на входе и выходе из рабочего колеса, соответствующие максимальным оборотам ротора компрессора.

Рассмотрим компрессор, конструктивно состоящий из неподвижного направляющего аппарата (ННА) с углом установки лопасти на периферии $\alpha_{1л}$, центробежного либо осецентрированного рабочего колеса с лопастями загнутыми назад под углом $\beta_{2л}$ и лопастного диффузора. Тогда, максимальная абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса для схемы бесконечного числа лопастей однозначно определяется окружной и относительной скоростями на выходе из рабочего колеса. Окружная составляющая скорости однозначно определяется частотой вращения ротора и наружным диаметром колеса, а относительная скорость по величине и направлению однозначно определяется расходом воздуха через компрессор и направлением вектора относительной скорости на выходе из рабочего колеса. Для учета влияния конечного числа лопастей на величину абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса введем коэффициент циркуляции $\mu = c_{2u}/c_{2u\infty}$, который можно выразить следующей приближенной формулой [2]:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 \cdot (1 + \sin\beta_{2л})}{z \cdot [1 - (D_1/D_2)^2]}}$$

где z – число лопастей, D_1, D_2 – диаметры колеса на входе и выходе, $\beta_{2л}$ – угол установки лопасти на выходе из рабочего колеса.

Для определения частоты вращения рабочего колеса воспользуемся кинематическими соотношениями на выходе из рабочего колеса компрессора и уравнением расхода через компрессор.

Из треугольника скоростей (рис. 1) определим величину вектора абсолютной скорости по теореме Пифагора:

$$c_2^2 = \mu^2(u_2 - c_{2m}/\operatorname{tg}\beta_{2л})^2 + c_{2m}^2, \quad (1)$$

где c_{2m} , u_2 , c_2 , w_2 – меридиональная, окружная, абсолютная и относительная скорости на выходе из рабочего колеса на диаметре D_2 , а с индексом ∞ – компоненты скорости для бесконечного числа лопастей.

Поделим соотношение (1) на квадрат скорости звука на выходе из рабочего колеса:

$$a_2^2 = kRT_2^* \cdot \tau(M_{c2}) = kRT_1^* \cdot \tau(M_{c2}) \cdot [1 - (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1)/\eta_{адк}^*], \quad (2)$$

и после преобразования, получим квадратное уравнение относительно окружной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$u_2^2 - \frac{2M_{c2m}a_2(M_{c2})}{tg \alpha_1} \cdot u_2 + \left[\left(\frac{1}{(tg \beta_{2л})^2} + \frac{1}{\mu^2} \right) \cdot M_{c2m}^2 - M_{c2}^2 \right] \cdot [a_2(M_{c2})]^2 = 0, \quad (3)$$

где M_{c2m} , M_{c2} – числа Маха в меридиональном и абсолютном движении, $k = 1,4$ – показатель изоэнтропы, $R = 287,3 \frac{Дж}{кг \cdot К}$ – газовая постоянная воздуха, $\tau(M_{c2})$ – газодинамическая функция отношения температур, π_k^* – степень повышения давления в компрессоре, $\eta_{адк}^*$ – адиабатный коэффициент полезного действия компрессора.

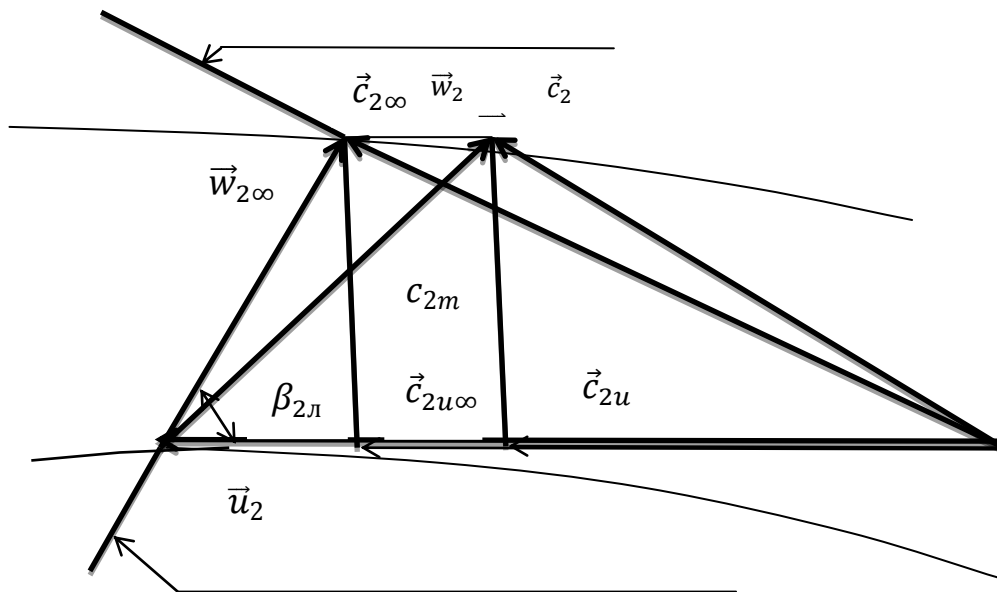


Рис. 1. План скоростей на выходе из рабочего колеса компрессора

В результате решения уравнения (3) определим максимальную окружную скорость:

$$u_2 = \frac{a_2(M_{c2})}{tg \beta_{2л}} M_{c2m} + \frac{a_2(M_{c2})}{\mu} \sqrt{M_{c2}^2 - M_{c2m}^2}, \quad (4)$$

на выходе из рабочего колеса, т.к. знак «-» дает отрицательное значение окружной скорости.

Следует заметить, что знание окружной скорости не позволяет однозначно определить частоту вращения ротора турбокомпрессора $\omega_2 = \frac{2u_2}{D_2}$, так как она зависит от диаметра D_2 на выходе из рабочего колеса.

Для выбора единственного значения окружной скорости, обеспечивающей дозвуковое течение на выходе из колеса компрессора, воспользуемся уравнением расхода, выраженное через параметры на выходе из колеса:

$$\dot{m}_B = \frac{A(k)\sigma_2 P_2^* F_{2m} q(M_{c2m}/K_{2m})}{\sqrt{RT_2^*}}, \quad (5)$$

где $A(k) = \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ – газодинамический коэффициент, σ_2 – коэффициент восстановления давления, $q(M_{c2m}/K_{2m})$ – газодинамическая функция плотности потока массы, K_{2m} – коэффициент, учитывающий неравномерность осевых составляющих скоростей и стеснение потока лопастями, площадь меридионального сечения:

$$F_{2m} = \pi D_2^2 \bar{b}_2 = u_2^2 \frac{4\pi \bar{b}_2}{\omega_2^2}, \quad (6)$$

в котором $\bar{b}_2 = b_2/D_2$ – относительная ширина колеса.

Подставим (6) в (5), с учетом того, что $P_2^* = P_1^* \cdot \pi_k^*$, а $T_2^* = T_1^* \cdot [1 - (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1)/\eta_{адк}^*]$ и, разрешив полученное выражение относительно квадрата окружной скорости, получим:

$$u_2^2 = \frac{\dot{m}_B \sqrt{RT_1^*} \omega_2^2 \sqrt{1 - (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1)/\eta_{адк}^*}}{A(k)\sigma_2 P_1^* \pi_k^* 4\pi \bar{b}_2 q(M_{c2m}/K_{2m})}. \quad (7)$$

Возведем выражение (4) в квадрат и приравняем к правой части равенства (7), а затем полученное равенство преобразуем таким образом, чтобы в левой части равенства оказались только исходные и искомые параметры. Получим два равнозначных комплекса вида:

$$\frac{\dot{m}_B \omega_2^2}{\sigma_2 4\bar{b}_2 P_1^* \pi_k^* \sqrt{T_1^*} \sqrt{[1 - (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1)/\eta_{адк}^*]}} = f_2(M_{c2m}, M_{c2}, \beta_{2л}) = \left[\frac{M_{c2m}}{tg \beta_{2л}} + \frac{1}{\mu} \sqrt{M_{c2}^2 - M_{c2m}^2} \right]^2 \pi k \sqrt{R} \tau(M_{c2}) q\left(\frac{M_{c2m}}{K_{2m}}\right). \quad (8)$$

Разрешим уравнение (8) относительно частоты вращения ротора турбокомпрессора:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{f_2(M_{c2m}, M_{c2}, \beta_{2л}) \sigma_2 4\bar{b}_2 P_1^* \pi_k^* \sqrt{T_1^*} \sqrt{[1 - (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1)/\eta_{адк}^*]}}{\dot{m}_B}}. \quad (9)$$

Очевидно, что максимальная частота вращения ротора будет тогда, когда функция $f_2(M_{c2m}, M_{c2}, \beta_{2л})$ будет иметь максимальное значение. Зависимости функции $f_2(M_{c2m}, M_{c2}, \beta_{2л})$ от числа Маха M_{c2m} при различных значениях M_{c2} и $\beta_{2л}$ приведены на рис. 2 и 3.

Анализ графиков, приведенных на рис. 2 и рис. 3, показывает, что значения функции $f_2(M_{c2m}, M_{c2}, \beta_{2л})$ имеет максимальное значение при изменении числа Маха в меридиональном движении, абсолютное значение которого увеличивается с увеличением числа Маха в абсолютном движении и с уменьшением угла установки лопасти на выходе из рабочего колеса. Для определения угловой скорости ротора компрессора, соответствующей околосвуковой абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса, примем значение $M_{c2} = 0,96$ и найдем максимальные значения функции $f_2(M_{c2m}, M_{c2}, \beta_{2л})$ и оптимальное значение числа Маха M_{c2m} для значений угла установки лопасти на выходе из рабочего колеса от 60° до 90° . На рис. 3 отображены указанные параметры для углов $\beta_{2л}$ равных 60° и 90° . Угол установки лопасти на выходе из колеса нецелесообразно задавать менее 60° , несмотря на то, что с уменьшением угла $\beta_{2л}$ частота вращения ротора увеличивается. Дело в том, что с уменьшением $\beta_{2л}$ уменьшается закрутка потока на выходе из рабочего колеса, что приводит к снижению степени сжатия компрессора и снижению давления на выходе из рабочего колеса. В результате для обеспечения заданного давления на выходе из компрессора необходимо увеличивать число ступеней компрессора, что ухудшает массово-габаритные и динамические характеристики газотурбинной установки в целом.

Следует заметить, что максимальные значения функции $f_2^{max}(\beta_{2л})$ и оптимальные значения $M_{c2m}^{opt}(\beta_{2л})$ зависят не только от угла установки лопасти на выходе из рабочего колеса, а зависят еще от числа лопастей и отношения диаметров и не зависят от других варьируемых параметров компрессора. Расчет экстремальных значений проводился для числа лопастей $z = 18$, а отношения диаметров $D_1/D_2 = 0,6$, которые во втором приближении должны уточняться. С учетом максимальных значений функции $f_2^{max}(\beta_{2л})$ из соотношения (9) получим выражение для максимальной угловой скорости ротора компрессора:

$$\omega_2^{max}(\beta_{2л}, \bar{b}_2) = \sqrt{\frac{f_2^{max}(\beta_{2л}) \sigma_2 4 \bar{b}_2 P_1^* \pi_k^* \sqrt{T_1^*} \sqrt{[1 - (\pi_k^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1] / \eta_{адк}}}{\dot{m}_B}}, \quad (10)$$

зависящей и еще от одного геометрического параметра рабочего колеса компрессора \bar{b}_2 – относительной ширины лопасти в меридиональном сечении.

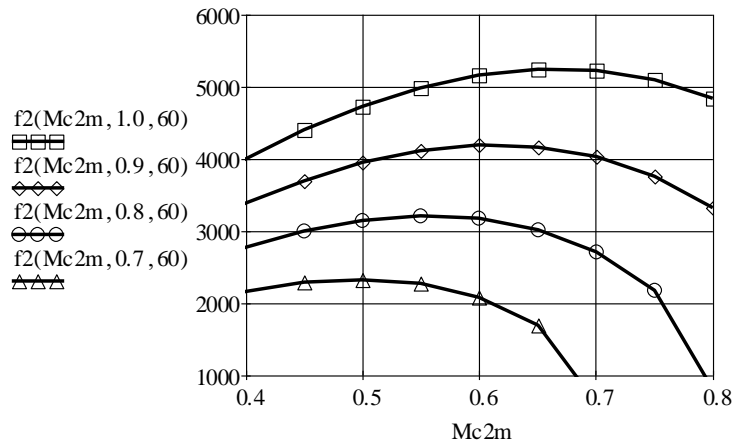


Рис. 2. Зависимость функции $f_2(M_{c2m}, M_{c2}, \beta_{2л})$ от M_{c2m} при $\beta_{2л} = 60^\circ$ и различных значениях M_{c2}

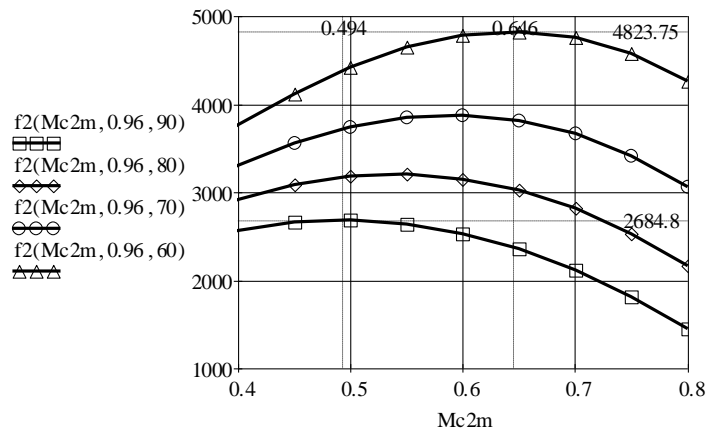


Рис. 3. Зависимость функции $f_2(M_{c2m}, M_{c2}, \beta_{2л})$ от M_{c2m} при $M_{c2} = 0,96$ и различных значениях $\beta_{2л}$

Прежде чем представить результаты расчета угловой скорости по соотношению (10), воспользуемся результатами работы [1] и аналогичным образом определим выражение для максимальной угловой скорости ротора компрессора из условия околосзвуковой относительной скорости потока на входе в рабочее колесо:

$$\omega_1^{max}(\alpha_{1л}, \bar{d}_{вт}) = \sqrt{\frac{f_1^{max}(\alpha_{1л}) \sigma_1 P_1^* (1 - \bar{a}_{вт}^2) \sqrt{T_1^*}}{\dot{m}_B}}, \quad (11)$$

которая будет также функцией двух параметров: угла установки допасти на выходе из неподвижного лопастного аппарата $\alpha_{1л}$ и относительного диаметра втулки $\bar{d}_{вт}$.

Максимальные значения функции $f_1^{max}(\alpha_{1л})$ и оптимальные значения M_{c1m}^{opt} получим в результате исследования на экстремум выражения [2]:

$$f_1(M_{c1m}, M_{w1}, \alpha_{1л}) = \left[\frac{M_{c1m}}{tg \alpha_{1л}} + \sqrt{\left(\frac{M_{c1m}}{tg \alpha_{1л}}\right)^2 - \left(\left(\frac{M_{c1m}}{\sin \alpha_{1л}}\right)^2 - M_{w1}^2\right)} \right]^2 \pi k \sqrt{R} \tau \left(\frac{M_{c1m}}{\sin \alpha_{1л}}\right) q \left(\frac{M_{c1m}}{K_m}\right). \quad (12)$$

Зависимости функции $f_1(M_{c1m}, M_{w1}, \alpha_{1л})$ при $M_{w1} = 0,96$ и различных значениях угла $\alpha_{1л}$ и ее экстремальные значения, приведены на рис. 4, которые не зависят от других варьируемых параметров компрессора.

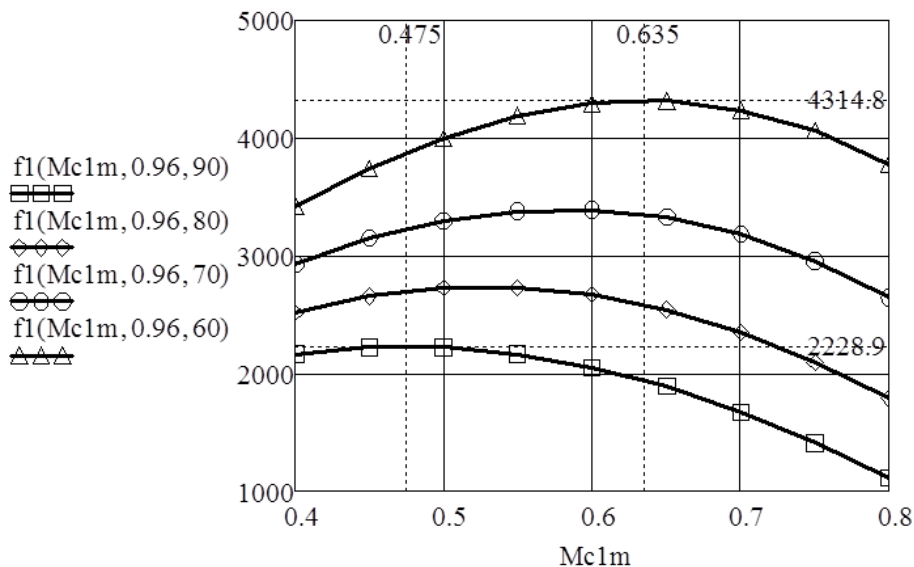


Рис. 4. Зависимость функции $f_1(M_{c1m}, M_{w2}, \alpha_{1л})$ от M_{c1m} при $M_{w2} = 0,96$ и различных значениях $\alpha_{1л}$

Для определения угловой скорости ротора компрессора ω , целесообразно зависимости для максимальных угловых скоростей $\omega_2^{max}(\beta_{2л}, \bar{b}_2)$ и $\omega_1^{max}(\alpha_{1л}, \bar{d}_{вт})$ представить на одном графике. При построении графиков, определяемых по соотношениям (10) и (11), в качестве аргументов функций примем: в соотношении (10) $\beta_{2л} = \varphi$, а в соотношении (11) $\alpha_{1л} = \varphi$. Результаты расчета, полученные при $\dot{m}_в = 1,039$ кг/с, $\pi_k^* = 5$, $T_1^* = 288$ К, $P_1^* = 10^5$, $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,98$, $\eta_{ад}^* = 0,81$, представлены на рис. 5, для различных значений относительного диаметра втулки на входе и относительной ширины лопасти на выходе рабочего колеса, соответствующие им оптимальные значения чисел Маха на рис. 6.

Из графиков (рис. 5) следует, что оптимальная угловая скорость ротора, при которой в проточной части компрессора скорости не превышают звуковые, находится в интервале:

$$\omega < \omega_2^{max}(\beta_{2л}, \bar{b}_2) = 69240 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \text{ при } \beta_{2л} = 60^\circ$$

$$\text{и } \omega > \omega_1^{max}(\alpha_{1л}, \bar{d}_{вт}) = 51730 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \text{ при } \alpha_{1л} = 90^\circ.$$

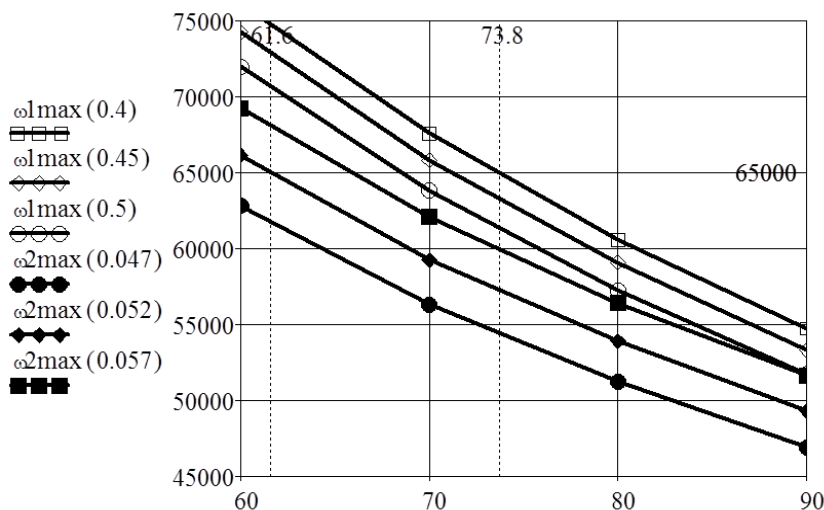


Рис. 5. Зависимости функций $\omega_1^{\max}(\bar{d}_{вт}, \alpha_{1л})$ и $\omega_2^{\max}(\bar{b}_2, \beta_{2л})$ при $\alpha_{1л} = \beta_{2л} = \varphi_n$ и различных значениях $\bar{d}_{вт}$ и \bar{b}_2

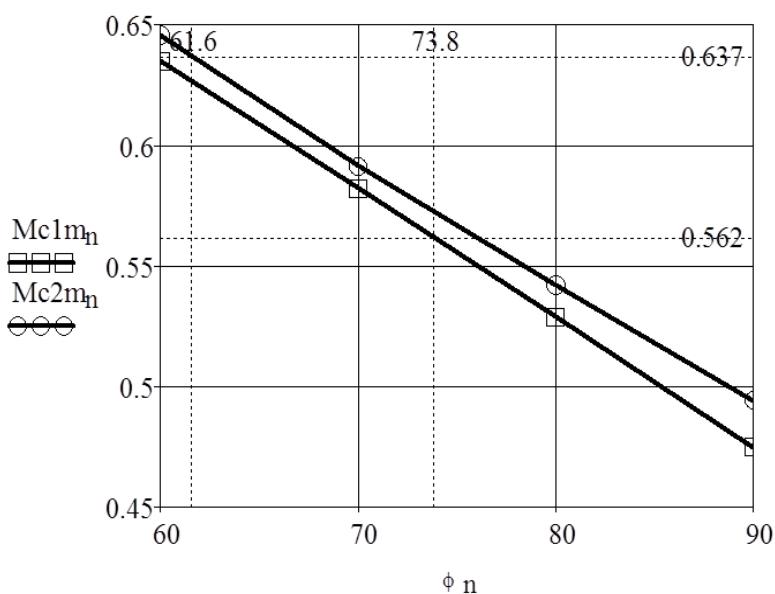


Рис. 6. Зависимости функций $M_{c1m}^{opt}(\alpha_{1л})$ и $M_{c2m}^{opt}(\beta_{2л})$ при $\alpha_{1л} = \beta_{2л} = \varphi_n$

Заметим, что угловую скорость из указанного интервала целесообразно выбирать таким образом, чтобы соответствующие ей углы $\beta_{2л}$ и $\alpha_{1л}$ были не менее 60° и не более 90° . Такое ограничение обусловлено тем, что с уменьшением указанных углов увеличивается подкрутка потока на входе в рабочее колесо и уменьшается закрутка потока на выходе из рабочего колеса, что снижает напор рабочего колеса компрессора, а при увеличении увеличивается динамическая составляющая напора, при преобразовании которой в статическую увеличиваются потери.

Таким образом, порядок определения геометрических и кинематических характеристик рабочего колеса следующий. Задаемся угловой скоростью, из определенного интервала, относительным диаметров втулки на входе и относительной шириной колеса на выходе, и с помощью графиков (рис. 5) определяем углы установки лопасти на выходе из неподвижного лопастного аппарата и рабочего колеса. Затем по углам определяем оптимальные значения чисел Маха в меридиональном движении по графикам, приведенным на рис. 6. Так, например, в соответствии с рис. 5 при $\omega = 65000$ об/мин, $\bar{d}_{вт} = 0,4$ и $\bar{b}_2 = 0,052$ значение углов: $\alpha_{1л} = 73,8^\circ$; $\beta_{2л} = 61,6^\circ$, а в соответствии с рис. 6 оптимальные значения чисел Маха равны: $M_{c1m}^{opt} = 0,562$; $M_{c2m}^{opt} = 0,637$. Полученные значения и соотношения для скоростей звука и площадей меридионального сечения достаточны для определения геометрических и кинематических параметров колеса компрессора.

Таким образом, по результатам математического моделирования можно сделать следующие выводы:

1. Получены соотношения, позволяющие определять предельные частоты вращения ротора турбокомпрессора, обеспечивающие дозвуковые течения на входе и на выходе компрессор на всех режимах работы МГТУ.

2. Предложена методика выбора, оптимальной частоты вращения ротора турбокомпрессора и определения геометрических и кинематических параметров рабочего колеса компрессора путем согласованного подбора углов установки лопастей неподвижного направляющего аппарата и рабочего колеса компрессора.

Библиографический список

1. Дегтярь, Б.Г. Выбор оптимального режима работы энергетической микрогазотурбинной установки / Б.Г. Дегтярь, А.Л. Карташев, А.А. Мартынов. – Вестник ЮУрГУ, Серия «Машиностроение». – 2016.

2. Ржавин, Ю.А. Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. Теория конструкция и расчет: учебник / Ю.А. Ржавин. – М.: Изд-во МАИ, 1995. – 344 с.

[К содержанию](#)