

Молекулярный состав углеводородов претерпевает глубокие структурные изменения после процесса ультразвуковой кавитационной обработки. Происходит частичное разрушение самих молекул, с образованием свободных радикалов, которые еще больше интенсифицируют процесс сгорания.

Вопросом повышения эффективности топливоиспользования в судовых энергетических установках занимается Волжский государственный университет водного транспорта. Перспективным, но малоизученными методами топливоподготовки являются магнитная и ультразвуковая обработки, которые существенно улучшает полноту сгорания топлива, снижает вредные выбросы, увеличивает экономичность двигателя и его ресурс.

**Список литературы:**

[1] Микипорис Ю.А. Улучшение экологических показателей автомобильных двигателей электромагнитной обработкой топлива. Учебное пособие – Ковров: КГТА, 2008.- 168 с. ISBN / ISSN: 978-5-86151-289-3  
 [2] Корнилов Э.В., Бойко П.В., Смирнов В.П. Технология топливоподготовки на судне. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 246 с. ISBN 966-691-199-X  
 [3] Способ обработки топлива. [http://ntpo.com/patents\\_fuel/fuel\\_2/fuel\\_37.shtml](http://ntpo.com/patents_fuel/fuel_2/fuel_37.shtml)  
 [4] Способ предварительной подготовки топлива и устройство для его осуществления. [http://ntpo.com/patents\\_fuel/fuel\\_2/fuel\\_36.shtml](http://ntpo.com/patents_fuel/fuel_2/fuel_36.shtml)  
 [5] Способ электромагнитной очистки и обработки топлива. [http://ntpo.com/techno/ techno1\\_7/engine\\_48.shtml](http://ntpo.com/techno/ techno1_7/engine_48.shtml)  
 [6] <http://proiz-teh.ru>  
 [7] <http://sibac.info/15244>  
 [8] <http://u-sonic.ru/book/export/html/891>

*А.В. Помелов, С.Г. Яковлев*  
 ФГБОУ ВО «ВГУВТ»

**РАСЧЁТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ  
 ОСЕВОГО ГРУНТОВОГО НАСОСА**

Известно, что модернизация речного дноуглубительного земснаряда производительностью по грунту 1000 м<sup>3</sup>/ч, связанная с установкой бустерного осевого грунтового насоса, позволит увеличить производительность до 50%. При этом рабочее колесо осевого насоса представляет шнек постоянного шага, обеспечивающее стабильные технические показатели в процессе эксплуатации. Спроектированный насос на подаче по воде Q=6100 м<sup>3</sup>/ч развивает напор H=3 м при частоте вращения n=350 мин<sup>-1</sup>. К.п.д. составляет η=63%.

Возможность сохранения напора осевого насоса на требуемой подаче при снижении частоты вращения позволила бы уменьшить износ рабочего колеса при сохранении его экономичности. С увеличением угла поворота потока в решетке профилей осевого насоса в определенных пределах экономичность насоса повышается [1].

Основным параметром, определяющим к.п.д. шнека, является коэффициент диаметра шнека  $K_{Dш}$ . При значениях  $K_{Dш} = 4 \div 4,5$  экономичность шнековых насосов может достигать 0,8 [1]. Выражение для определения  $K_{Dш}$  имеет вид [1]:

$$K_{Dш} = \frac{D_{ш} \sqrt{1 - \alpha_{эм}^2}}{\sqrt{\frac{Q}{\omega} \cdot \frac{2\pi}{60}}}, \tag{1}$$

где,  $D_{ш}$  – наружный диаметр шнека, м ( $D_{ш} = 900$  мм);

$\overline{d}_{втул} = 0,4$  – втулочное отношение;

$Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с ( $Q = 7200$  м<sup>3</sup>/ч);

$\omega$  – угловая скорость вращения,  $\omega = 31,4$  с<sup>-1</sup> ( $n = 300$  мин<sup>-1</sup>).

Кроме  $K_{D_{ш}}$  на экономичность шнека влияет и угол изогнутости лопасти  $\Delta\beta_{\Sigma} = \beta_{2л} - \beta_{1л}$ . Здесь  $\beta_{1л}$ ,  $\beta_{2л}$  – углы установки лопасти на входе и выходе соответственно (рис. 1).

Используя литературные источники [1], [2] были разработаны рекомендации по проектированию шнека переменного шага:

- начальный участок  $a$  (см. рис. 1) средней линии профиля на длине  $0,4 L_{\Sigma\text{ср}}$  выполняется в виде прямой линии т.е. шнек постоянного шага. Здесь  $L_{\Sigma\text{ср}}$  – длина средней линии профиля;
- максимальный прогиб средней линии профиля предлагается ориентировочно выполнять на расстоянии  $2/3 L_{\Sigma\text{ср}}$  от входной кромки профиля;
- для получения максимальной экономичности целесообразно применение угла изогнутости лопасти с  $\Delta\beta_{\Sigma} = 15^{\circ} \div 30^{\circ}$ ;
- профилирование решетки лопасти на среднем диаметре на втором участке предлагается в виде дуги окружности;
- профили лопастей на радиусах втулки  $r_{вт}$  и периферии  $r_{пер}$  проектируются с учетом того, что шнек является осевым колесом, у которого вдоль радиуса  $r \cdot \operatorname{tg} \beta_l = \operatorname{const}$ ;
- число лопастей принимается равное трём.
- осевые размеры шнека принимаются, как у шнека постоянного шага.

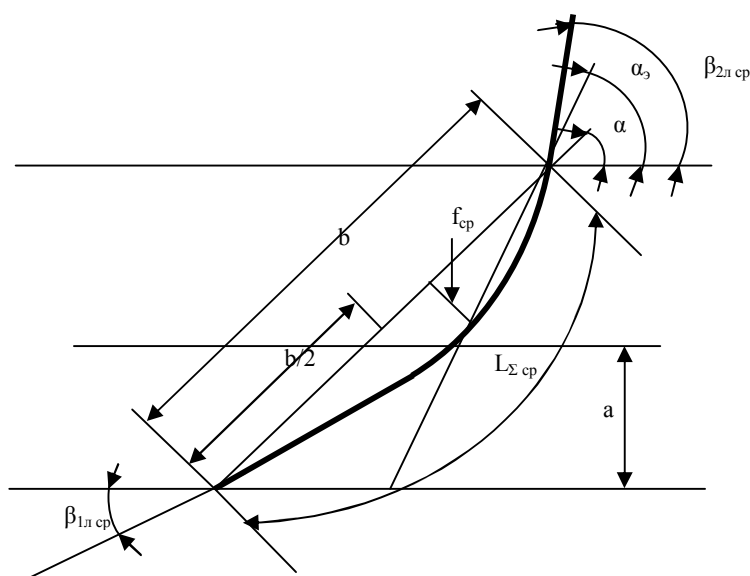


Рис. 1. Основные геометрические параметры профиля лопасти

Для исследования влияния угла изогнутости профиля лопасти на напор насоса были спроектированы решётки профилей для углов изогнутости на среднем диаметре  $15^{\circ}$ ,  $20^{\circ}$ ,  $25^{\circ}$ ,  $30^{\circ}$  (рис. 2–5).

Расчёт напора четырёх вариантов насосов проводился в следующей последовательности.

Средний диаметр шнека

$$D_{cp} = \frac{D_{ш} + d_{зпк}}{2}, \quad (2)$$

где  $D_{ш}$ ,  $d_{зпк}$  – соответственно диаметры шнека и втулки.

Расходный параметр, равный отношению текущего объемного расхода к расходу, при котором теоретический напор шнека равен нулю [2]

$$q_3 = \frac{2\pi \cdot l_0}{S_3 \cdot F_z}, \quad (3)$$

где  $S_3$  – шаг шнека с эквивалентной решеткой пластин, для шнека постоянного шага  $S_3 = S$ ;

$$S_3 = \pi \cdot D_{cp} \cdot \operatorname{tg} \alpha_3, \quad (4)$$

где,  $\alpha_3$  – угол установки эквивалентной пластины (см.рис.1):

$$\alpha_3 = \alpha + \operatorname{arctg} \frac{2f_{cp}}{b}; \quad (5)$$

$f_{cp}$  – вогнутость профиля на середине хорды (см. рис. 1);

$\alpha$  – угол между хордой профиля и направлением окружной скорости (см. рис.1);

$F_z$  – площадь межлопаточных каналов шнека в осевом сечении:

$$F_z = h_{л} \left( \pi D_{cp} - \frac{z \cdot \delta_{cp}}{\sin \beta_{л cp}} \right), \quad (6)$$

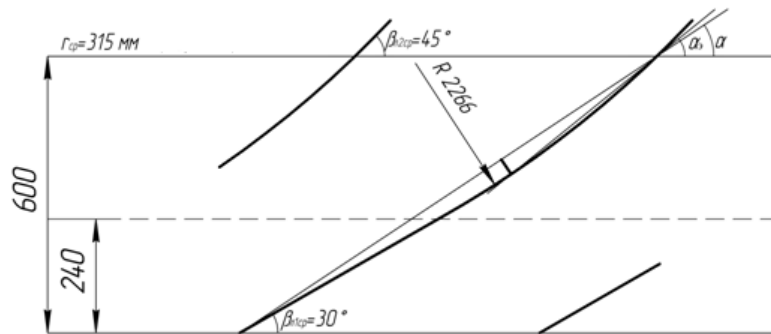
где,  $\delta_{cp}$  – толщина лопасти шнека на среднем диаметре, м;

$\beta_{л cp}$  – угол установки лопаток шнека с эквивалентной решеткой пластин на среднем диаметре (рис. 1);

$z$  – число лопастей;

$h_{л}$  – высота лопаток шнека:

$$h_{л} = \frac{D_{ш} - d_{зп}}{2}. \quad (7)$$



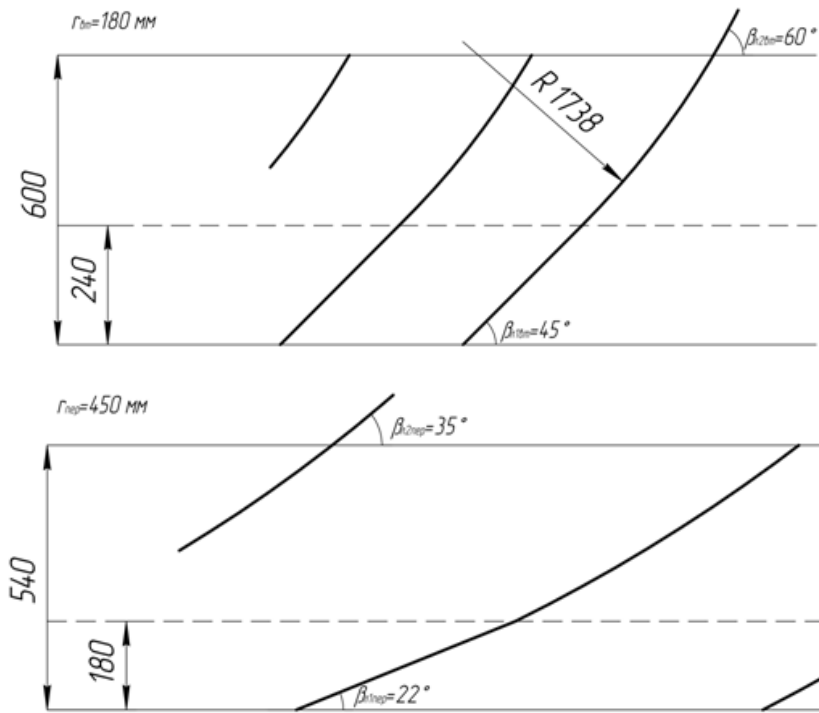
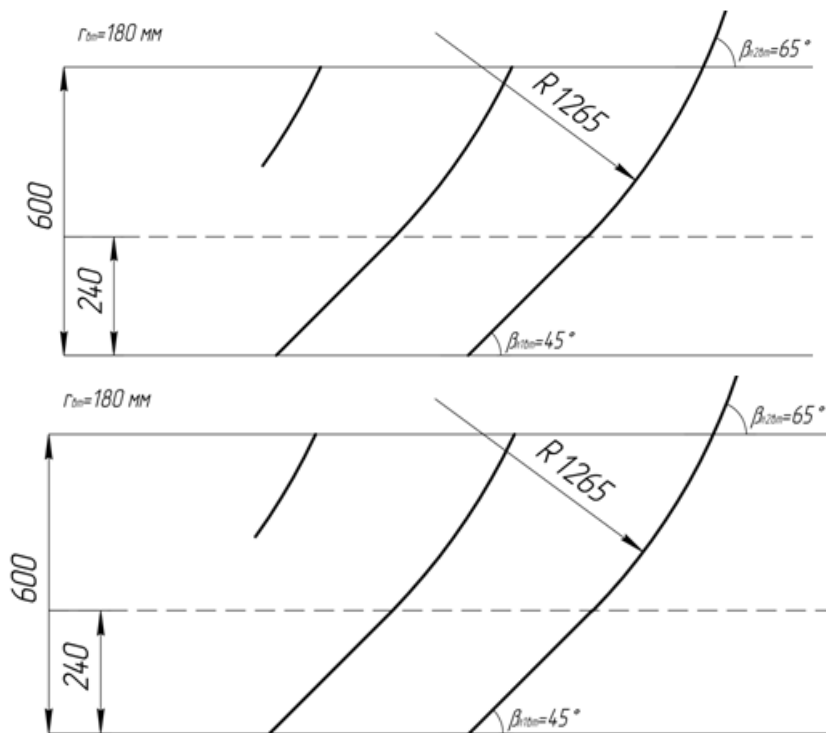


Рис. 2. Развёртки цилиндрических сечений осевого рабочего колеса с углом изогнутости профиля на среднем диаметре  $15^0$



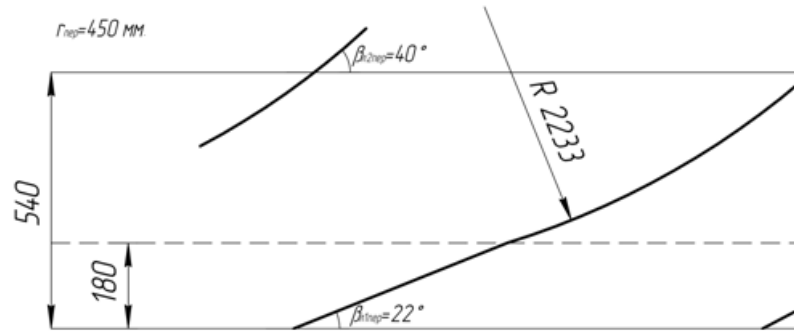


Рис. 3. Развёртки цилиндрических сечений осевого рабочего колеса с углом изогнутости профиля на среднем диаметре  $20^0$

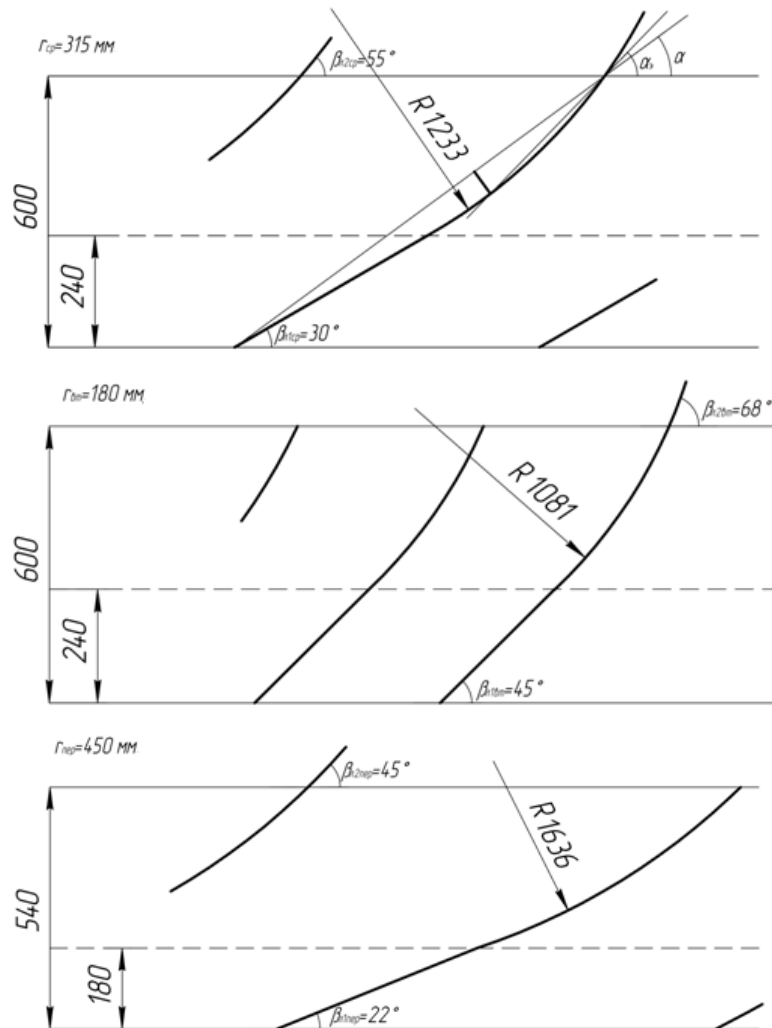


Рис. 4. Развёртки цилиндрических сечений осевого рабочего колеса с углом изогнутости профиля на среднем диаметре 25

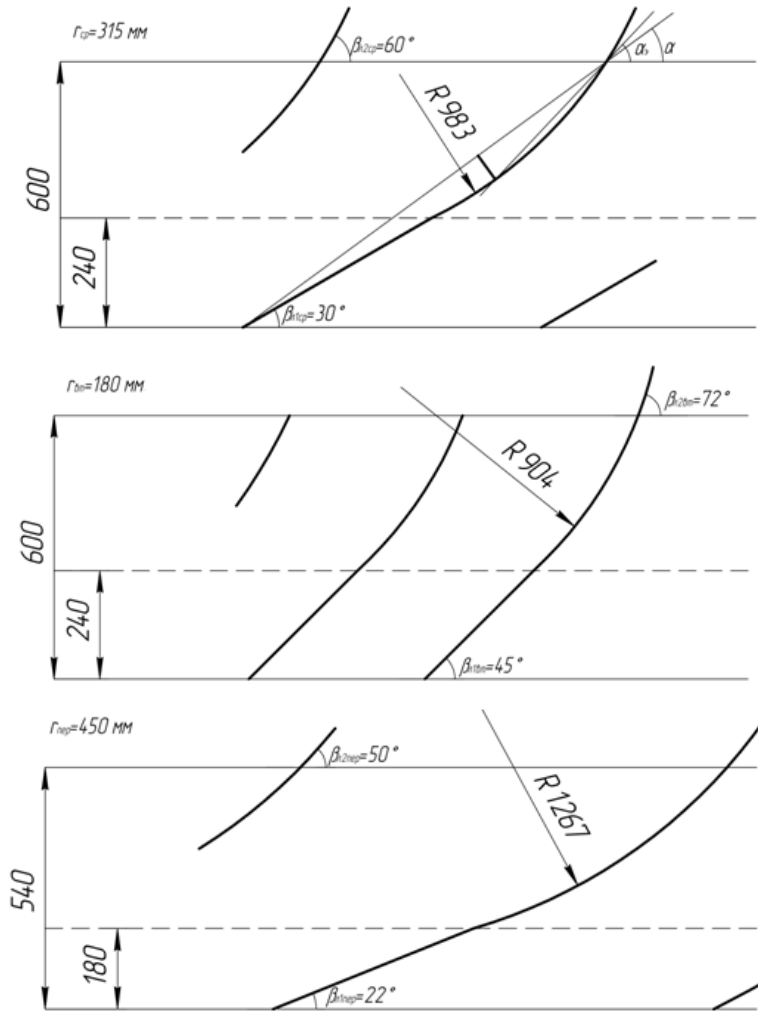


Рис. 5. Развёртки цилиндрических сечений осевого рабочего колеса с углом изогнутости профиля на среднем диаметре  $30^\circ$

Расчетный диаметр шнека

$$D_p = \sqrt{\frac{D_{ш}^2 + d_{с.т.}^2}{2}} \quad (8)$$

Радиус дуги окружности

$$R = \frac{B}{\cos \beta_{шк} - \cos \beta_{шв}} \quad (9)$$

где  $B$  – длина второго участка лопасти, где шнек выполняется с переменным шагом.

Центральный угол  $\gamma$ , опирающийся на отрезок дуги, определяется по выражению

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = \sqrt{\frac{1 - \sin \beta_{шк} \cdot \sin \beta_{шв} - \cos \beta_{шк} \cdot \cos \beta_{шв}}{2}} \quad (10)$$

Максимальный к.п.д. шнека определяется по графику [2] или по формуле [1]:

$$\eta_{\max} = 0,9 \text{th} \left\{ \left[ \frac{110}{(K_{D_{\text{ш}}})\eta} \right]^{0,55} \left[ \frac{2}{\sqrt{c_{\text{ср}}}} - (0,1 + 0,005\Delta\beta_{\Sigma}) \right] \right\}, \quad (11)$$

где,  $\Delta\beta_{\Sigma}$  – угол изогнутости профиля в градусах на среднем диаметре шнека;  
 $(K_{D_{\text{ш}}})\eta$  – коэффициент диаметра шнека на режиме максимального к.п.д.

Действительный напор шнека:

$$\frac{H_{\text{ш}}}{\omega^2} = A_1 + B_1 \cdot q_3 + K_1 \cdot q_3^2; \quad (12)$$

$$\text{где, } A_1 = (0,23 - 5,9\bar{\delta}_{\text{ш}})D_p^2; \quad (13)$$

$$\text{Здесь: } B_1 = -D_p^2 [0,61 - 15,45\bar{\delta}_{\text{ш}} - 0,415\eta_{\text{ш max}} - 0,095\lambda \frac{b_{\text{лср}}}{D_c} \frac{(1 + \bar{\delta}_{\text{ср}})^2}{(1 + \bar{\delta}_{\text{ср}}^2)}]; \quad (14)$$

$$K_1 = D_p^2 [0,38 - 9,8\bar{\delta}_{\text{ш}} - 0,415\eta_{\text{ш max}} - 0,155\lambda \frac{b_{\text{лср}}}{D_c} \frac{(1 + \bar{\delta}_{\text{ср}})^2}{(1 + \bar{\delta}_{\text{ср}}^2)}]; \quad (15)$$

$\bar{\delta}_{\text{ш}} = \frac{\delta_{\text{ср}}}{D_{\text{ш}}}$  – относительный радиальный зазор между шнеком и корпусом;

$D_c = \frac{4 \cdot R_{\text{л}} \cdot a_{\text{ср}}}{2(R_{\text{л}} + a_{\text{ср}})}$  – гидравлический диаметр;

$a_{\text{ср}}$  – ширина межлопаточного канала на среднем диаметре:

$$a_{\text{ср}} = \frac{\pi D_{\text{ср}} - \frac{z \cdot \delta_{\text{ср}}}{\sin \beta_{\text{лср}}}}{z} \cdot \sin \beta_{\text{лср}}; \quad (16)$$

$\lambda$  – коэффициент сопротивления трения.

Результаты расчётов энергетических параметров насосов с различной степенью изогнутости профиля представлены в табл. 1.

Таблица 1

Угол изогнутости профиля на среднем диаметре, град.	К.п.д.	Действительный напор, м
15	0,77	4
20	0,77	5
25	0,77	5,6
30	0,77	5,6

Анализ полученных результатов свидетельствует, что увеличение угла изогнутости профиля лопасти способствует росту напора, но до определённых пределов. Очевидно, при больших углах установки лопасти на выходе окружные составляющие скорости потока за рабочим колесом приобретают большие значения и их преобразование в давление затруднительно в выправляющем аппарате.

#### Список литературы:

- [1] Высокооборотные лопаточные насосы. Под ред. Овсянникова Б.В., Боровского В.Ф. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.  
 [2] Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнекоцентробежных насосов. Под ред. Гришина С.Д. – М.: Машиностроение, 1973. – 151с.