

1. Для снижения рівня втрат необхідно один раз в квартал складати електробаланс і виявляти тенденцію в зміні витрати енергії на кожній ділянці живлення.
2. Усунути можливість несанкціонованого доступу до кіл обліку електроенергії на ЕРС.
3. Поетапно замінити інерційні лічильники електро- рухомого складу на мікропроцесорні.

#### Література

1. Черемисин В. Т. Контроль удельного расхода и «условных» потерь электроэнергии [Текст] / В. Т. Черемисин, С. И. Петров, А. Г. Зверев // Железнодорожный транспорт. — 2010. — № 10. — С. 47–50.
2. Броерская Н. А. О нормировании потерь электроэнергии в электрических сетях [Текст] / Н. А. Броерская,

Г. Л. Штейнбух // Электрические станции. — 2003. — № 4. — С. 24–29.

3. Хацкевич А. А. Повысить точность измерений расхода электроэнергии [Текст] / А. А. Хацкевич, Б. Д. Никифоров // Локомотив. — 2003. — № 5. — С. 39–41.
4. Кузнецов В. Г. Экспериментальная проверка величин «условных потерь» электроэнергии в контактной сети [Текст] / В. Г. Кузнецов, Ю. Н. Сергатый // Материалы II Международной научно-практической конференции «Энергосбережение на железнодорожном транспорте». — 2011. — С. 38–40.
5. Інструкція розрахунку технологічних втрат електроенергії в пристроях тягового електропостачання. Затв.: Наказ Укрзалізниці 29.05.2003 № 342-ЦЗ [Текст] / Міністерство транспорту та зв'язку України. — К., 2003. — 52 с.

*У даній статті наведена інформація стосовно нового технічного рішення, що розширює діапазон параметрів насосів типу «Turo», наведені дані про результати його використання.*

*Ключові слова: вільновихровий насос, колесо, відвід, характеристика.*

*В даній статті представлено інформацію по новому технічному решению, расширяющему диапазон параметров насосов типа «Turo», приводятся данные о результатах его использования.*

*Ключевые слова: свободновихревой насос, колесо, отвод, характеристика.*

*This article provides information on new technical solutions that extend the range of parameters pumps «Turo», shows the results of its use.*

*Keywords: torque flow pump, impeller, outlet, characteristic.*

# ПОИСК ПУТЕЙ РАСШИРЕНИЯ ДИАПАЗОНА РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ СВОБODНОВИХРЕВЫХ НАСОСОВ ТИПА «TURO»

УДК 621.65

**В. Ф. Герман**

Кандидат технічних наук, доцент\*

**А. Г. Гусак**

Кандидат технічних наук, доцент\*

**А. А. Евтушенко**

Кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри\*

**В. О. Панченко**

Асистент\*

\*Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова 2, м. Суми, Україна, 40007

**Контактний тел.:** 066-296-65-29

**E-mail:** pan\_va@mail.ru

## 1. Введение

Сложившаяся практика эксплуатации насосов диктует необходимость (массогабаритные характеристики, КПД, срок службы, возможность исключения режимов неустойчивой работы) внедрения динамических насосов для перекачивания различных гидросмесей. Сферы применения: жилищно-коммунальное хозяйство, горно-обогатительные и химические производства, пищевая промышленность и др.

Ниже под гидросмесями понимается: смесь технической чистой воды с газом (газожидкостная смесь — ГЖС);

смесь технической чистой воды с твердыми включениями разных размеров, видов и свойств (смесь жидкости с твердыми включениями — ТЖС). Транспортировка гидросмесей приводит к ряду нежелательных явлений при эксплуатации насосов:

### При перекачивании ГЖС:

- срыв параметров насоса при превышении объемного содержания газа в смеси больше некоторой критической величины ( $\beta_{кр}$ );
- изменение паспортной характеристики динамического насоса под влиянием наличия газа в перекачиваемой среде.

**При перекачивании ТЖС:**

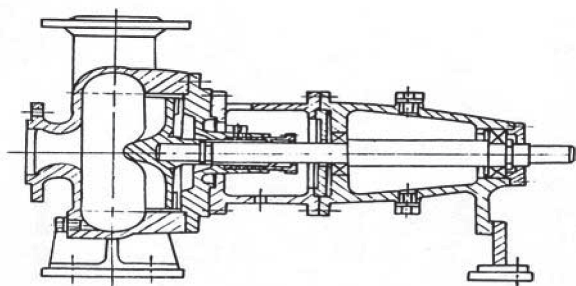
- абразивный износ;
- различные виды забивания проточной части динамического насоса (в зависимости от гранулометрического состава и концентрации твердой фазы в смеси, под влиянием кристаллизации перекачиваемой среды);
- изменение паспортной характеристики динамического насоса из-за наличия твердой фазы в перекачиваемой среде.

---

**2. Анализ исследований и публикаций**


---

С 1975 года на кафедре Прикладной гидроаэромеханики (ПГМ) Сумского государственного университета (СумГУ) ведутся исследования динамических насосов для перекачивания гидросмесей. В соответствии с мировой практикой наибольшее внимание уделялось свободновихревым насосам (СВН) типа «Туго» [1] (рис. 1), которые оказались наиболее приспособленные для перекачивания гидросмесей. Результаты этих исследований наиболее полно в обобщенном виде изложены в работах [2–7].



**Рис. 1.** Свободновихревой насос типа «Туго»

Свободновихревые насосы, в целом, и типа «Туго», в частности, в настоящий период являются широко применяемыми в разных отраслях промышленности и сельского хозяйства благодаря их технологичности в изготовлении и ремонтпригодности, а также способности высокоэффективно работать на газожидкостных смесях [6] и на смесях «жидкость – твердые частицы» [5, 7]. Наиболее полное исследование рабочего процесса и разработка методики проектирования СВН типа «Туго» выполнены в работе [5]. На данные этой работы мы и опираемся в настоящей статье.

По принципу действия гидромашин делятся на объемные и динамические, но отдельную группу представляют собой вихревые гидромашин [8]. СВН типа «Туго» относятся к группе вихревых гидромашин, в которых осуществляется рабочий процесс, получивший название «вихревой рабочий процесс». Согласно [5], диапазон рабочих параметров, который может быть обеспечен в СВН типа «Туго» с приемлемым уровнем КПД, характеризуется значениями  $n_s = 60 \div 140$ , где  $n_s$  – известная [9] величина коэффициента быстроходности,

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

где  $n$  – частота вращения ротора насоса, об/мин,  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с,  $H$  – напор насоса, м.

При этом существует взаимосвязь [5]

$$(\eta_{\max})_{\text{опт}} = \frac{1}{-7,01 \cdot 10^{-3} \ln n_s + \frac{1,97}{n_s} + 302,42 \cdot 10^{-6} n_s},$$

где  $(\eta_{\max})_{\text{опт}}$  – максимальный КПД СВН типа «Туго», при расчетной подаче  $Q_{\text{расч}}$ ;  $Q_{\text{расч}} = Q_{\text{опт}}$ ;  $Q_{\text{опт}}$  – подача, при которой достигается максимальный КПД насоса  $\eta_H = \eta_{\max}$ .

На практике  $\eta_{\max}$  получен при  $n_s \approx 100$  и он находится на уровне  $\eta_{\max} = 57 - 59\%$ . Укажем здесь, что нахождение связи  $(\eta_{\max})_{\text{опт}} = f(n_s)$  для насосов данного вида является достаточно условным понятием, что предопределено формой зависимости  $\eta = f(Q)$  в СВН типа «Туго». Последняя заметно отличается от кривой, характерной для динамических насосов. В СВН типа «Туго» в интервале рабочих подач КПД мало меняется с изменением подачи, что является дополнительным преимуществом таких насосов. Данное утверждение базируется на явлении наличия энергетической взаимосвязи работы конкретного динамического насоса в конкретной сети, которое выражается известным соотношением [8, 9]  $H_H = H_C$ , где  $H_H$  – напор насоса при заданной подаче  $Q_P$ ;  $H_C$  – сопротивление сети при  $Q_P$ . Равенство  $H_H = H_C$  должно соблюдаться при условии  $Q_P = Q_{\text{опт}}$ , тогда  $\eta_H = \eta_{\max}$ , где  $\eta_H$  – КПД насоса при заданной подаче, т. е. мы имеем наиболее экономичный режим эксплуатации данного насоса в данной сети. Если учесть, что очень часто имеет место случай  $H_C = \text{var}$  в процессе эксплуатации той или иной технической системы с динамическими насосами в ее составе [10, 11, 12], то в этих условиях применение СВН типа «Туго» обеспечивает наилучший среднеэксплуатационный КПД насоса, т. е. обеспечивается энергосберегающий режим эксплуатации динамического насоса в составе сети, в которой в процессе ее эксплуатации имеет место зависимость  $H_C = \text{var}$  при  $t = \text{var}$ , где  $t$  – время эксплуатации сети.

В работе [13] были проанализированы данные [5] относительно выбора геометрических параметров при проектировании проточной части СВН типа «Туго». Примечательным является полученный [13] результат – «в основе всех разработанных СВН типа «Туго» лежит одна и та же модельная проточная часть». Следовательно, справедливым представляется и окончательный вывод работы [13] – «задача совершенствования СВН типа «Туго» в большом диапазоне значений  $n_s \neq n_{\text{опт}}$  должна решаться на пути создания новых конструктивных схем насосов с новыми принципами действия, которые могли бы быть заменой СВН типа «Туго», но сохраняли соответствующие эксплуатационные качества последних».

---

**3. Постановка задачи**


---

Производственно-технологические и эксплуатационные преимущества СВН заставляют как исследователей, так и проектантов продолжать поиск путей совершенствования СВН вообще и СВН типа «Туго» в частности. Основным недостаток последних – низкий КПД, находящийся на уровне 50–55%. На сегодняшний день можно считать доказанным [14, 15, 16], что СВН типа «Туго» являются гидромашинными вихревого принципа действия и нет других способов повышения КПД этих насосов, кроме влияния на организацию их рабочего процесса (РП).

Установленным [5] является факт, что в области КПД, ограниченной условием  $\eta_{\max} = 50\%$ , диапазон рабочих параметров указанных насосов находится в области значений коэффициента быстроходности  $60 \leq n_s \leq 140$ . Соответственно, второй задачей, на решение которой направлены усилия исследователей, после задачи непосредственного повышения КПД, является создание СВН типа «Туго» с расширенным диапазоном параметров, а именно, для  $n_s \leq 60$  (высоконапорные СВН) и для  $n_s \geq 140$  (высокорасходные СВН). Поиск решений второй задачи велся и ведется двумя самостоятельными путями. Первый — перенос известных, используемых в динамических насосах технических решений, на решение задачи создания высоконапорных и высокорасходных СВН. Второй — дополнительное исследование рабочего процесса СВН и использование новых данных для создания высоконапорных и высокорасходных СВН.

#### 4. Изложение материала и результаты

Касательно первого пути относительно создания высокорасходных СВН необходимо обратить внимание на рекомендацию [17] применять для перекачивания ТЖС центробежные насосы (ЦН), имеющие рабочие колеса с малым числом лопастей ( $z = 1 + 4$ ). Учитывая эти сведения, на кафедре ПГМ СумГУ было проведено детальное исследование указанных выше ЦН [7, 18]. В результате установлено, что в таких ЦН, как и в СВН,  $\eta_{\max} \cong 50\%$ , но диапазон обеспечиваемых параметров находится в области  $130 \leq n_s \leq 300$ , то есть полностью перекрывается интересующий нас диапазон  $n_s \geq 140$ .

Дополнительно проводились исследования по работе рассматриваемых ЦН на ГЖС [19]. Согласно [20], рассматриваемые ЦН имеют коэффициент газосодержания  $\beta_{кр} = 0,5$ , т.е. качество их работы на ГЖС такое же, как и СВН типа «Туго» [6]. Таким образом, по качеству работы на гидросмесях СВН и ЦН, имеющие рабочее колесо с малым числом лопастей, являются равноценными, но при уровне  $\eta_{\max} \cong 50\%$  они дополняют друг друга по диапазону перекрываемых параметров. Вместе с тем рассматриваемые СВН и ЦН не полностью равноценны по производственно-технологическим показателям качества, поэтому работы по созданию высокорасходных СВН необходимо продолжить, используя второй путь — более детальное изучение рабочего процесса СВН.

ВНИИАЭН (г. Сумы) по заказу Киевского метрополитена пошел по пути, характерном для центробежных насосов, и разработал двухступенчатую конструкцию СВН типа «Туго» (рис. 2).

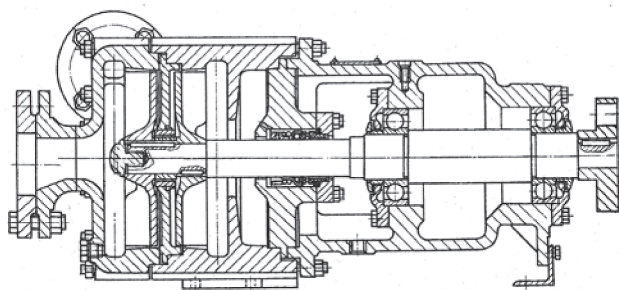


Рис. 2. Насос ФГ 20-120 — двухступенчатый свободновихревой насос разработки ВНИИАЭН

Созданный двухступенчатый СВН обеспечил требуемые параметры и был освоен в серийном производстве Бердянским заводом «Южгидромаш». Вместе с тем, использование данного решения при создании СВН с  $n_s \leq 60$  имеет свой недостаток — сложность конструкции и, соответственно, более низкую надежность при работе на гидросмесях. Поэтому мы считаем необходимым продолжить работы по созданию высоконапорных СВН.

Ниже остановимся на некоторых результатах, полученных нами на основании анализа рабочего процесса СВН типа «Туго» в направлении создания высокорасходных и высоконапорных СВН типа «Туго».

Касательно создания высокорасходных СВН были учтены следующие соображения. Учитывая опыт создания центробежных насосов, расширение диапазона параметров по подаче возможно путем изменения геометрии отводящих устройств. Большой объем таких исследований, применительно к СВН типа «Туго», был проведен во ВНИИГидромаше (Москва) [21]. Анализ результатов этих работ показал, что на данном пути существенных результатов достичь не удалось. Вместе с тем, вопрос остался не до конца исследованным и, поэтому, на кафедре ПГМ СумГУ было принято решение продолжить данные исследования. В частности, при проектировании этих отводов учесть пространственный характер течения на входе в отвод [14], как это сделано применительно к отводам центробежных насосов [22]. В результате отвод СВН типа «Туго» получился вытянутым в осевом направлении («винтообразным») (рис. 3).

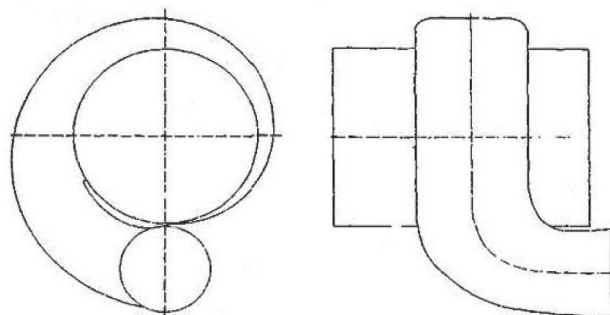


Рис. 3. Отвод модернизированного СВН типа «Туго»

Касательно создания высоконапорных СВН типа «Туго» были приняты во внимание следующие обстоятельства. Как указывалось, СВН типа «Туго» представляют собой гидромашину вихревого принципа действия, то есть в данном случае мы имеем дело с гидромашинной, работающей с использованием так называемого «вихревого рабочего процесса». Базой для выделения понятия «вихревой рабочий процесс» является работа С. С. Руднева [23]. В этой работе установлено принципиальное отличие рассматриваемого рабочего процесса от имеющих место в других типах гидромашин — согласно ему напор насоса (получаемый положительный эффект) связан с потерями энергии. Другими словами, без возникновения потерь энергии в вихревом насосе, последним напор создаваться не будет или, как сформулировано в [5], теоретически достижимый КПД вихревого рабочего процесса  $\eta_{рп}$  даже теоретически равняться единице не может. С учетом [5, 13] в работе [16] сделан вывод о максимально возможной величине  $\eta_{рп}$ , согласно которому  $\eta_{рп} = 0,58$ .

Обращаясь к физической картине осуществления вихревого рабочего процесса можно считать установленным, что частицы перекачиваемой жидкости в СВН типа «Туго» участвуют в двух вращательных движениях. Каждое из этих двух вращений сообщает энергию частицам жидкости и, соответственно, участвует в создании напора насоса. Первое вращение обусловлено работой гидродинамической вихревой решетки [24], формирующей, так называемые, турбулентные струи [25], которые и обеспечивают передачу энергии от рабочего колеса частицам жидкости в свободной камере СВН типа «Туго». Эффективность этого механизма передачи энергии оценивается оговоренным выше  $\eta_{\text{рп}}$ , предельно возможная величина которого составляет  $\eta_{\text{рп max}} = 0,58$ . Вторым вращением, обусловленным существованием продольного вихря [14], также осуществляется передача энергии перекачиваемой жидкости и, соответственно, повышается напор насоса. Согласно [25], благодаря существованию продольного вихря  $\eta_{\text{рп max}}$  повышается до  $\eta_{\text{рп max}} \approx 0,60 \div 0,63$ . В [25] указано, что данный вывод подтвержден экспериментально в работе [15], где получен  $\eta_{\text{рп нас}} = 0,62$ .

Базируясь на изложенном, можно сделать вывод, что значимость передачи энергии, обусловленная вращением жидкости вокруг оси насоса более весома, чем обусловленная существованием продольного вихря. Принимаем во внимание, что

$$\eta_{\text{рп max}} = \frac{\omega_{\text{ж}}}{\omega_{\text{рк}}},$$

где  $\omega_{\text{ж}}$  — угловая скорость вращения жидкости в свободной камере насоса под влиянием работы гидродинамической вихревой решетки;  $\omega_{\text{рк}}$  — угловая скорость вращения рабочего колеса насоса.

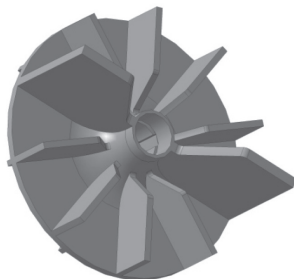


Рис. 4. Новое рабочее колесо

Можно сделать вывод, что для улучшения эффективности работы насоса необходимы конструктивные решения, которые бы способствовали увеличению  $\omega_{\text{ж}}$ . Одним из таких мероприятий, рассмотренных нами, было удлинение двух из десяти лопастей рабочего колеса в сторону свободной камеры (рис. 4).

Предполагалось, что с помощью удлиненных лопаток удастся заметно увеличить  $\omega_{\text{ж}}$  несмотря на то, что они ухудшат процесс формирования продольного вихря и качество его участия в осуществлении рабочего процесса. Дополнительной компенсацией указанного ухудшения нам представлялось, что наличие удлиненных лопаток приблизит модернизированный насос к насосам с центробежными полукрытыми колесами [27] или к насосам с двухлопастным центробежным колесом [7], что приводит к использованию так называемого «комбинированного рабочего процесса» [28].

Изложенные соображения проверялись непосредственно на натурном насосном агрегате [29]. Сумской завод «Насосэнергомаш» получил заказ на разработку вертикального насосного агрегата для Череповецкого металлургического комбината с подачей  $Q = 750 \text{ м}^3/\text{час}$  и напором  $H = 32 \text{ м}$ . По условиям эксплуатации требовалось свободновихревое конструктивное исполнение про-

точной части насоса. Учитывая зависимость интенсивности абразивного износа от скорости движения перекачиваемой среды, в качестве рабочей частоты вращения ротора насоса была принята величина  $n = 1485 \text{ об/мин}$  (требуемый коэффициент быстроходности  $n_s = 180$ ). При указанных параметрах с учетом оговоренной выше терминологии создаваемый СВН типа «Туго» попадал в разряд высокорасходных СВН.

В условиях недостаточной исследованности рассматриваемых технических решений завод пошел на два варианта исполнения насоса: первый — по классической [1] схеме СВН типа «Туго»; второй — с применением нового отвода (рис. 3) и нового рабочего колеса (рис. 4). Результаты испытаний оказались в определенном смысле и ожидаемыми и неожиданными: СВН с традиционной схемой исполнения требуемых параметров (напора) не обеспечил; в модернизированном насосе напор превысил заданную величину в полтора раза и при расчетной подаче КПД насоса составил  $\eta = 38\%$  при  $n_s = 184$ .

## 5. Выводы и направление дальнейших исследований

1. Учитывая полученные экспериментальные данные можно считать, что найдено принципиально новое техническое решение по свободновихревым насосам [30].
2. Требуются дополнительные экспериментальные исследования по отдельному изучению влияния на характеристики СВН модернизированного отвода и модернизированного рабочего колеса.
3. Принятые направления создания высокорасходных и высоконапорных СВН в настоящее время представляются наиболее перспективными.

## Литература

1. Ковалев И. А. Свободновихревые насосы: учебн. пособ. [для студ. высш. учебн. зав.] [Текст] / И. А. Ковалев, В. Ф. Герман — Киев : УМКВО, 1990. — 60 с.
2. Герман В. Ф. Создание и исследование сточномасных свободновихревых насосов повышенной экономичности: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» [Текст] / В. Ф. Герман. — М., 1985. — 15 с.
3. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточномасных свободновихревых насосов: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» [Текст] / А. И. Котенко. — Харьков, 1990. — 19 с.
4. Хоанг Ван Най. Результирующая осевая сила, действующая на ротор свободновихревого насоса: автореф. автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» [Текст] / Хоанг Ван Най. — Харьков, 1987. — 20 с.
5. Соляник В. А. Рабочий процесс и энергетические качества свободновихревых насосов типа «Туго»: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» [Текст] / В. А. Соляник. — Сумы, 1999. — 20 с.
6. Сапожников С. В. Учет газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей



- характеристики динамического насоса: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» [Текст] / С. В. Сапожников. — Сумы, 2002. — 20 с.
7. Яхненко С. М. Гидродинамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» [Текст] / С. М. Яхненко. — Сумы, 2003. — 20 с.
  8. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі: навч. посіб. [Текст] / А. О. Євтушенко. — Суми : Вид-во СумДУ, 2005. — 255 с.
  9. Михайлов А. К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления [Текст] / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. — М. : Машиностроение, 1971. — 303 с.
  10. Евтушенко А. А. О целесообразности применения гидрофицированных установок в системе водоснабжения [Текст] / А. А. Евтушенко, И. Б. Твердохлеб // Химическое машиностроение. Расчет, конструирование, технология. — 1992. — С. 78 — 89.
  11. Евтушенко А. А. Снижение энергоэффективности трубопроводов в процессе эксплуатации [Текст] / А. А. Евтушенко, Ю. Я. Ткачук, С. Ю. Смертьак // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. — 2000. — № 38, Т. 1 — С. 9—14.
  12. Євтушенко А. О. Визначення оптимального складу насосної станції системи комунального водопостачання [Текст] / А. О. Євтушенко, В. Г. Неня, М. І. Сотник, С. О. Хованський // Вісник Кременчуцького ДПІ ім. Остроградського. — 2008. — №. 4, Т. 1. — С. 158—162.
  13. Евтушенко А. А. О гидродинамическом подобии свободновихревых насосов типа «Туго» [Текст] / А. А. Евтушенко // Сб. научн. трудов ДГМИ. — 2000. — № 11. — С. 110—117.
  14. Герман В. Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе [Текст] / В. Ф. Герман // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: Теория, расчет, конструирование. — 1994. — С. 67—81.
  15. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «Туго» [Текст] / А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». — 1999. — № 34. — С. 346—355.
  16. Евтушенко А. А. Основы теории рабочего процесса вихревых машин [Текст] / А. А. Евтушенко // Технологические системы. — 2002. — № 2(13). — С. 110—113.
  17. Животовский Л. С. Лопастные насосы для абразивных жидкостей [Текст] / Л. С. Животовский, Л. А. Смойловская. — М. : Машиностроение, 1978 — 223 с.
  18. Евтушенко А. А. Области применения и основные положения методики проектирования проточной части динамических насосов с однолопастным рабочим колесом [Текст] / А. А. Евтушенко, С. М. Яхненко // Вісник СумДУ. — 1998. — № 2(10). — С. 75—81.
  19. Евтушенко А. А. Влияние геометрии проточной части однолопастных рабочих колес на характеристики центробежного насоса, работающего на газожидкостной смеси [Текст] / А. А. Евтушенко, Э. В. Колисниченко // Промислова гідраліка і пневматика. — 2006. — № 3(13). — С. 77—81.
  20. Колисниченко Э. В. Рабочий процесс динамических насосов нетрадиционных конструктивных схем на газожидкостных смесях: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» [Текст] / Э. В. Колисниченко. — Сумы, 2007. — 20 с.
  21. Корбутовский А. А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса [Текст] / А. А. Корбутовский // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин. — 1977. — С. 40—52.
  22. Машин А. Н. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса: учебн. пособие [Текст] / А. Н. Машин. — М. : МЭИ, 1980. — 43 с.
  23. Руднев С. С. Основы рабочего процесса вихревых насосов [Текст] / С. С. Руднев // Гидромашиностроение. — 1972. — № 43. — С. 3—9.
  24. Евтушенко А. А. Гидродинамическая вихревая решетка и ее использование в насосостроении [Текст] / А. А. Евтушенко, С. В. Сапожников // Вестник НТУУ «ХПИ». Серия «Новые решения в современных технологиях». — 2002. — № 9, Т. 12. — С. 69—82.
  25. Евтушенко А. А. Теория турбулентных струй в приложении к рабочему процессу свободновихревых насосов типа «Туго» [Текст] / А. А. Евтушенко, В. Г. Неня, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». Серия «Машиностроение». — 1999. — № 36, Т. 1. — С. 241—248.
  26. Грабов Г. Исследование передачи энергии потоку жидкости в рабочей камере свободновихревых насосов с помощью измерений распределения скорости и давлений: автореф. дисс. на соискание науч. степени докт. техн. наук [Текст] / Г. Грабов. — Магдебург, 1969. — 161 с.
  27. Евтушенко А. А. Физическая модель образования вихревых потерь в насосах с полукрытыми рабочими колесами [Текст] / А. А. Евтушенко, Н. К. Ржебаева, В. В. Шендрик // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. — 2000. — С. 433—440.
  28. Евтушенко А. А. Выделение составляющих рабочего процесса насосов гидродинамического принципа действия и их комбинированное использование [Текст] / А. А. Евтушенко, И. П. Каплун, А. А. Шепеленко // Вестник СумГУ. Серия «Технические науки» — 2006. — № 10(94). — С. 131—138.
  29. Евтушенко А. А. Модернизация проточной части свободновихревого насоса типа «Туго» с целью использования комбинированного рабочего процесса [Текст] / А. А. Евтушенко, А. С. Моргаль, В. А. Панченко, В. Ф. Шастун // Вісник Східноукраїнського національного університету. — 2007. — № 3(109). Ч. 1. — С. 82—85.
  30. Пат. №56039 UA, МПК-2011.01, F04D 7/00. Вільновихоровий насос [Текст] / Винахідники та власники : Панченко В. О., Євтушенко А. О., Соляник В. О., Моргаль О. С. — у 2010 06394, заявл. 25.05.2010, опубл. 27.12.2010, Бюл. № 24.