

УДК 621.671

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТА НА ШАРИКОПОДШИПНИКАХ С БОЛЬШИМ РЕСУРСОМ РАБОТЫ

© 2009 В. Н. Шнякин, Я. Н. Иванов, Л. Ф. Ивченко, А. А. Стебловцев

Государственное конструкторское бюро «Южное», г. Днепропетровск, Украина

Представлены результаты лабораторных исследований и эксплуатации высокооборотного двухступенчатого электронасосного агрегата (ЭНА) с увеличенным ресурсом работы. В разработанной конструкции ЭНА обеспечено гарантированное осевое прижатие шариков к поверхностям качения обойм упорного шарикоподшипника, уменьшено радиальное перемещение ротора путем выполнения щелевых уплотнений с антифрикционными кольцами, уменьшения длины вылета вала электродвигателя, повышения его жесткости благодаря размещению колеса второй ступени насоса на ступице колеса первой ступени. Ресурс ЭНА в эксплуатационных условиях превысил 22900 ч.

Электронасосный агрегат, подшипник, ресурс, эксплуатация, уплотнения

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В системах авиационных и космических аппаратов широко используются герметичные электронасосные агрегаты (ЭНА) с центробежными насосами низкой быстроходности ($n_s \leq 20$), рабочие колеса которых располагаются консольно на валу высокооборотного электродвигателя (частота вращения более 3000 мин⁻¹) [1]. Разработка таких ЭНА на шарикоподшипниках с большим ресурсом работы (более 3000 ч), является проблемной задачей. Достигнутый уровень ресурса известных ЭНА рассматриваемого класса не превышает 5000 ч. Применение двухступенчатых консольных насосов, имеющих значительно больший КПД, чем одноступенчатый с теми же параметрами, существенно снижает ресурс. Ресурс ЭНА ограничивается ресурсом шарикоподшипников электродвигателя. Износ подшипников приводит к увеличению радиального биения ротора, росту радиальных усилий и далее процесс разрушения подшипников развивается лавинообразно. В результате выбирается зазор между ротором электродвигателя и гильзой, разделяющей полость ротора от статора. Задевание ротора о гильзу приводит к взаимному трению и торможению ротора. Возможны нарушение герметичности электродвигателя и выход из строя ЭНА.

Описание конструкции электронасосного агрегата. Разработанный в ГП «КБ «Южное» ЭНА представляет собой двухступенчатый центробежный насос, рабочие

колеса которого расположены на конце вала электродвигателя (рис. 1,2). Для уменьшения осевых сил, действующих на опорный подшипник электродвигателя, колеса расположены симметрично ведущими дисками друг к другу. Бурты покрывных дисков, образующих щелевые уплотнения, имеют разные диаметры. Величина осевой силы F_A в насосе составляет 0,2...0,5 кгс и направлена против потока на входе в насос. Для уравнивания радиальных сил спиральные отводы насосов первой и второй ступени расположены со смещением по окружности на 180°. Расчетная величина радиальной силы F_r не превышает 0,1 кгс.

В конструкции насоса применены щелевые уплотнения с графитовыми кольцами, запрессованными в корпусные детали.

Конструкция защищена авторским свидетельством СССР на изобретение №1721307А1, F04D29/20 и патентом Украины №78803.

Цель исследований. Целью исследований является повышение ресурса работы ЭНА путем уменьшения изгибных колебаний вала, радиальных перемещений колес и обеспечения гарантированного осевого поджатия шариков при их износе. Это достигается тем, что колесо 5 (1-ой ступени) закреплено на конце вала 2 электродвигателя, а колесо 6 (2-ой ступени) на ступице колеса 5 (рис.1). Колесо 5 установлено с упором в подшипник 3. Кольцевой буртик покрывного диска колеса 6 расположен на большем диаметре, чем аналогичный буртик колеса 5.

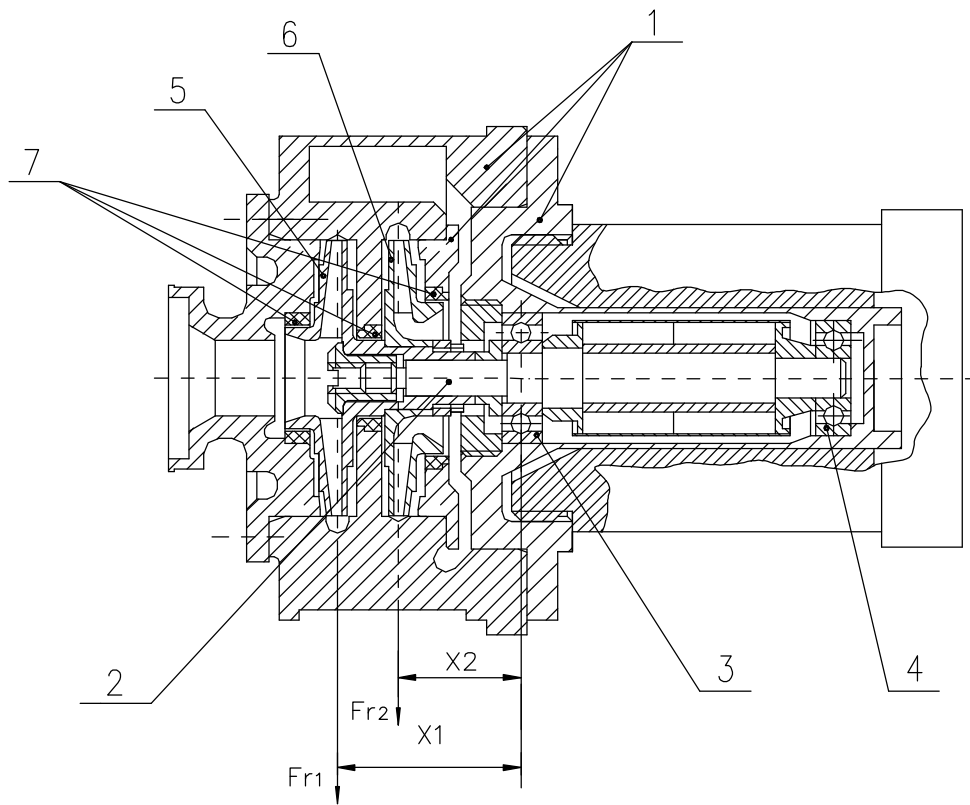


Рис. 1. Электронасосный агрегат

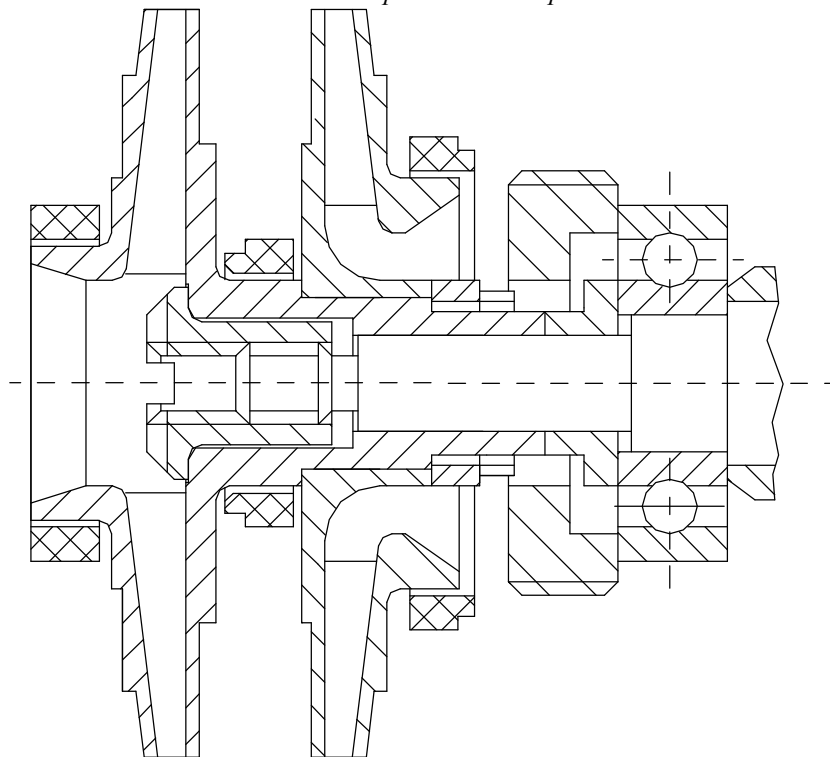


Рис. 2. Конструкция ротора насоса

Напротив буртиков в корпусе установлены неподвижные кольца 7 из антифрикционного материала, образующие щелевые уплотнения. При таком расположении колес уменьшается размер консоли и обеспечивается снижение изгибных колебаний. Этому же

служат кольца 7, воспринимающие радиальные нагрузки при износе подшипников.

Размещение щелевых уплотнений на разных диаметрах позволяет создать гарантированную осевую силу необходимой величины, благодаря которой исключаются радиальные перемещения ротора в шарикопод-

шипниках при их износе, так как шарики находятся в постоянном контакте с поверхностями желобов наружной и внутренней обойм подшипника.

Антифрикционные кольца в целевых уплотнениях ограничивают радиальные перемещения конца вала при износе шарикоподшипников и служит резервными подшипниками. Ресурс работы ЭНА увеличивается.

Результаты исследований. При вращении ротора ЭНА на конец вала действуют радиальные силы неуравновешенных масс колес, которые создают изгибающий момент. Размещение одного колеса на ступице другого со стороны подшипника уменьшает консоль, обеспечивает большую жесткость вала и наименьший изгибающий момент. Изгибные колебания вала уменьшаются.

Изгибающий момент, действующий на конец вала, определяется по формуле

$$M = F_{r1} \cdot x_1 + F_{r2} \cdot x_2,$$

где F_{r1} и F_{r2} – радиальная сила от неуравновешенной массы первого и второго колес;

x_1 и x_2 – плечи момента сил.

Радиальная сила от неуравновешенной массы зависит от радиуса центра тяжести колеса

$$F_r = m \cdot R \cdot \omega^2,$$

где m – масса колеса;

R – радиус центра тяжести;

ω – частота вращения.

Радиус центра тяжести определяется радиальным перемещением колеса вследствие изгиба конца вала (R_1 и R_2), величиной радиального зазора (ΔY_1) в посадке одного колеса на ступице другого колеса и величиной радиального люфта подшипника (ΔY_2).

Изгибающий момент от двух колес (при $m_1 \approx m_2 \approx m$) определяется по формуле

$$M = m \cdot \omega^2 [(R_1 + \Delta Y_2) \cdot x_1 + (R_2 + \Delta Y_1 + \Delta Y_2) \cdot x_2].$$

При перемещении ротора ЭНА на величину радиального люфта подшипников существенно увеличивается радиальная сила, способствующая их износу, так как масса ротора электродвигателя велика ($m_3 \gg m_1 = m$)

$$F_{r\Sigma} = F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} + F_{duc} \pm G_p, \quad (1)$$

где радиальные силы: $F_{r1} = m_1(R_1 + \Delta Y_2) \cdot \omega^2$ – от массы колеса первой ступени;

$F_{r2} = m_2(R_2 + \Delta Y_1 + \Delta Y_2) \cdot \omega^2$ – от массы колеса второй ступени;

$F_{r3} = m_3(R_3 + \Delta Y_2) \cdot \omega^2$ – от неуравновешенной массы ротора электродвигателя;

$$F_{duc} = \frac{G_p \cdot R_{cp}}{g} \omega^2 - \text{от остаточного дис-}$$

баланса ротора;

G_p – от веса ротора.

Из формулы (1) видно, что на ротор действует переменная радиальная сила, ритмично изменяющаяся при каждом обороте вала в результате сложения или вычитания постоянных составляющих сил.

Если при этом нагрузка распределяется на все шарики, то ресурс подшипника будет максимальным.

Условие равномерной нагрузки на все шарики обеспечивается при соблюдении следующего соотношения осевой и радиальной силы

$$\frac{A_H}{F_r} \geq 1,67 \operatorname{tg} \beta,$$

где β – угол контакта шарика.

При проектировании рассматриваемого насоса это условие было обеспечено гидравлической осевой силой насоса за счет разницы диаметров буртов центробежных колес со целевыми уплотнениями.

По мере дальнейшего износа подшипников постоянно действующая осевая сила перемещает ротор в осевом направлении. После касания боковых поверхностей дисков колес и стенок корпуса осевая сила на подшипниках уменьшается. При этом происходит перераспределение нагрузки на шариках. Часть шариков теряет контакт с внутренним кольцом, а шарики другой половины подшипника воспринимают всю радиальную силу ротора (рис.3).

Центр тяжести ротора описывает окружность, радиус которой равен радиальному зазору или больше его на величину изгиба вала и деформации опоры.

Колебания ротора, происходящие с частотой, равной частоте вращения ротора, называются синхронной прецессией. При этом дисбаланс ротора и уровень вибраций резко возрастают.

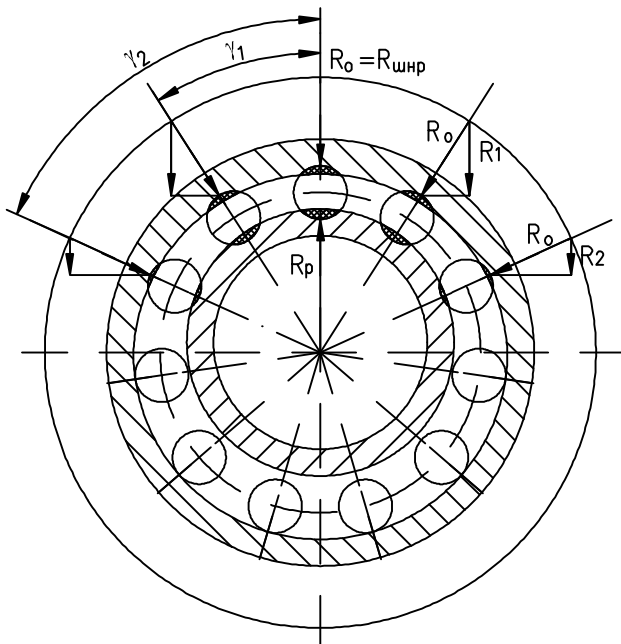


Рис. 3. Распределение нагрузки в подшипнике

Увеличение радиальной силы приводит к уменьшению углов контакта шариков с внутренним и наружным кольцами (рис. 4).

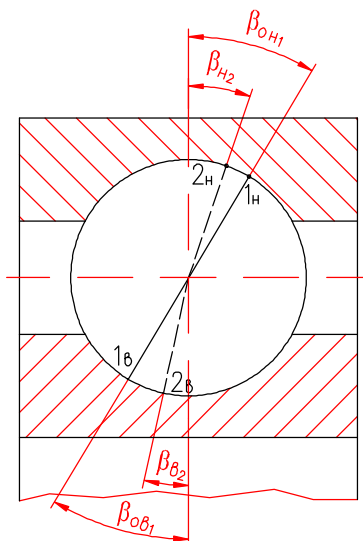


Рис. 4. Изменение углов контакта от действия радиальной силы

Максимальные контактные напряжения в плоскости вектора радиальной нагрузки приводят к быстрому завершению износа подшипника. Характерный след износа в этом случае расположен на середине желоба внутренней обоймы на дуге окружности $\leq 180^\circ$.

Экспериментальное исследование. Основные параметры насосного агрегата следующие:

Частота вращения n , мин ⁻¹	4000 ± 30
Напор насоса ΔP , МПа	$\geq 0,16$
Расход Q , см ³ /с (дм ³ /час)	76,5(275)
КПД насоса η	$\geq 0,25$
Температура рабочей жидкости t , °С	5...30
Рабочая жидкость	«Лена-40», «Днепр-40»
Напряжение питания электродвигателя U , вольт	27
Наибольшая потребляемая мощность N , Вт	50

Ресурсные испытания ЭНА проводились на стенде, который позволял изменять режим и температуру рабочей жидкости. Напряжение питания электродвигателей и температура жидкости на входе в насос изменялись и поддерживались по специальной программе ресурсных испытаний в пределах 24...32 В и +5...30°С соответственно. Испытания проводились круглосуточно с регулярным фиксированием параметров в течение всего периода испытаний. Результаты ресурсных испытаний всех 5-ти ЭНА представлены ниже.

Два первых ЭНА, №1 и №2, за 18 месяцев наработали по 14250 часов и были разобраны и продефектированы.

Напор насосов не изменился, а КПД уменьшился на 1,4...1,9%. Дефектация показала, что материальная часть насосов видимых дефектов, следов касания, истирания не имеет. Диаметральные зазоры в щелевых уплотнениях по буртам крыльчаток за время испытаний не изменились. Несколько увеличилось радиальное биение переднего бурта крыльчатки I степени – с 0,07мм до 0,11...0,12мм, что может свидетельствовать об износе шарикоподшипников.

Следующие два ЭНА, №3 и №4, проработали соответственно 33496 и 33450 часов и были разобраны и продефектированы. Перед остановом температура поверхности электродвигателя была замерена и составляла +56°С. Осевой люфт ротора ЭНА №3 и №4 увеличился с 0,25мм до 1,25мм соответственно. Произошло истирание торцов покрывного диска крыльчатки I степени и торца ведущего диска крыльчатки II степени на 0,2...0,4мм (см. рис.1). Величины диаметральных зазоров в щелевых уплотнениях с графитовыми кольцами не изменились, на поверхностях графитовых колец нет следов

износа. Произошло снижение напора до $1,21 \text{ кгс/см}^2$ вместо $1,45 \text{ кгс/см}^2$ в начале ресурсных испытаний (на 16%).

Насос №5 проработал 44766 ч и остановился: ротор электродвигателя стал тереться о гильзу, однако герметичность не была нарушена. Осевой люфт ротора увеличился до 1,5 мм. Произошло истирание торцев крыльчаток более чем на 0,7 мм со стороны входа в крыльчатку I ступени и ведущего диска крыльчатки II ступени.

Графитовые кольца щелевых уплотнений имеют следы износа, размытые скругленные кромки. Несколько увеличился диаметральный зазор.

Проведенные испытания подтвердили эффективность реализованных в разработанной конструкции насосного агрегата мероприятий, направленных на увеличение ресурса.

Таким образом, 2 электронасосных агрегата проработали более 14000 ч. Насосы не имели дефектов. Произошло небольшое истирание шарикоподшипников, которое привело к некоторому снижению КПД ЭНА (на 1,4 ... 1,9%).

Увеличение осевого люфта шарикоподшипников в процессе работы свыше величины осевых зазоров (~0,5 мм) между дисками центробежных колес и стенками корпусных деталей привело к касанию и постепенному истиранию поверхностей колес и стенок корпусных деталей, уменьшению осевого усилия в шарикоподшипниках. Два ЭНА проработали более 33000 ч и, несмотря на трение с износом поверхностей, продолжали успешно работать до их выключения, обеспечивая требуемые параметры. Щелевые уплотнения по буртам крыльчаток, выполняя роль подшипников скольжения, ограничивали ротор от радиальных перемещений. Заметного износа поверхностей щелевых уплотнений за время работы ≥ 33000 ч не произошло.

В процессе дальнейшей работы и износа шарикоподшипников происходило трение всей поверхности дисков крыльчаток и торца ротора электродвигателя. Произошло дальнейшее уменьшение осевого усилия в шарикоподшипниках и увеличение момента трения колес. Постепенно увеличивалось радиальное биение ротора электродвигателя. В

свою очередь это привело к дальнейшему увеличению радиальной силы на роторе электронасоса быстрому износу подшипников и останову.

Ресурсные испытания подтвердили эффективность принятых конструктивных усовершенствований насосного агрегата. Был достигнут ресурс работы ЭНА в условиях реальной эксплуатации в несколько раз больший, чем ресурс известных ЭНА аналогичного класса.

Разработанный ЭНА был использован в системе терморегулирования. Благодаря использованию в конструкции указанного изобретения фактический ресурс оказался существенно больше (более 22900 ч). Отдельные экземпляры проработали более чем 67000 ч.

Фактический ресурс работы ЭНА был определен из результатов обработки статистики, собранной за 15 лет эксплуатации в натуральных условиях.

ВЫВОДЫ. Проведенные исследования убедительно показали, что ресурс электронасосного агрегата можно существенно (в несколько раз) увеличить за счет следующих мероприятий:

1. Обеспечения гарантированного осевого прижатия шариков к поверхностям желобов внутреннего и наружного колец шарикоподшипников в процессе работы, в том числе и при износе подшипников.
2. Выполнения щелевых уплотнений с антифрикционными кольцами, играющих роль резервных подшипников.
3. Размещение центробежного колеса 2-ой ступени на ступице колеса I ступени, позволяющего уменьшить консоль вала и увеличить его жесткость.

Результаты исследования можно распространить и на более мощные насосы, применяемые в химической промышленности, а также использовать в авиационных топливных насосах.

Библиографический список

1. Васильев, Э.А. Герметические электронасосы / Э.А. Васильев, В.В. Невелич. – Л.: Машиностроение, 1968.
2. Краев, М.В. Проектирование и испытание малорасходных систем / М.В. Краев,

В.И. Горностаев, Г.В. Ефремов. - Красноярск, 1981.

3. Кельзон, А.С. Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев. - Л.: Машиностроение, 1977.

4. Ковалев, Н.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / Н.П. Ковалев, М.З. Народецкий. - М.: Машиностроение, 1975.

5. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения, справочник / Р.Д. Бейзельман [и др.]. - М.: Машиностроение, 1967.

References

1. Vasilyev, E.A. Hermetic electropumps / E.A. Vasilyev, V.V. Nevelich. - L.: Mechanical engineering, 1968.

2. Kraev, M.V. Designing and test of low-expense systems / M.V. Kraev, V.I. Gornostaev, G.V. Efremov. - Krasnojarsk, 1981.

3. Kelzon, A.S. Calculation and designing роторных of rotor cars / A.S. Kelson, Yu.N. Zhuravlev, N.V. Janvarev. - L.: Mechanical engineering, 1977.

4. Kovalev, N.P. Calculation of high-precision ball-bearings / N.P. Kovalev, M.Z. Narodetskij. - Moscow, Mechanical engineering, 1975.

5. Beizelman, R.D. Bearings, the directory / R.D. Beizelman [and others]. - Moscow, Mechanical engineering, 1967.

DEVELOPMENT AND INVESTIGATION OF ELECTROPUMP OF INCREASED SERVICE LIFE WITH BALL BEARINGS

© 2009 V. N. Shnyakin, Ya. N. Ivanov, L. F. Ivchenko, A. A. Steblovtssev

Yuzhnoye State Design Office named after M. Yangel, Dnepropetrovsk, Ukraine

The results of laboratory investigation and real operation are presented on a high-speed two-stage electropump (EP) of increased service life. In the EP developed design the bearing's balls are pressed against the cage surface of the thrust bearing, the radial movement of the rotor is decreased by use of slot seals with anti-friction rings, the length of electric motor's shaft overhang is reduced, the shaft rigidity is increased owing to position of the second stage's impeller on a hub of the first stage's impeller. The EP service life in real operational conditions exceeds 22900 hours.

Electropump, bearings, impeller, increased service life, rotor

Информация об авторах

Шнякин Владимир Николаевич, академик МАА, начальник конструкторского бюро двигательных установок, Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Иванов Яков Николаевич, старший научный сотрудник, Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Ивченко Леонид Федорович, начальник отдела, Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Стебловцев Анатолий Алексеевич, ведущий инженер-конструктор, Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное», Украина. Тел. (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Область научных интересов: разработка ЖРД.

Shnyakin Vladimir Nikolaevich, IAA Academician, Head of Propulsion Design Office, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Ivanov Yakov Nikolaevich, Senior Researcher, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Ivchenko Leonid Fedorovich, Head of Department, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.

Steblovtssev Anatoliy Alekseevich, Leading Designer, Yuzhnoye State Design Office, Ukraine. Phone: (+380562) 38-47-28. E-mail: info@yuzhnoye.com. Area of research: LRE development.