

## Метод управления динамической жесткостью системы электродвигатель — рама насоса — фундамент посредством установки динамических гасителей

© В.А. Зинин, Д.А. Павлов, И.Е. Жуков

ООО «Газпром добыча Ямбург»,  
г. Новый Уренгой, 629306, ЯНАО, Российская Федерация

*Рассмотрена проблема повышенной вибрации насосных агрегатов, установленных в составе технологического оборудования на массивных блок-понтонных, использовавшихся при обустройстве Ямбургского нефтегазоконденсатного месторождения. Актуальность исследования обусловлена частыми случаями резонансных колебаний оборудования, связанных с конструктивными особенностями понтонов, которые играют роль фундамента. Предложен метод управления динамической жесткостью системы электродвигатель — рама — фундамент посредством установки динамического гасителя колебаний. Цель исследования — снижение виброактивности оборудования без модификации конструкции фундамента. Метод основан на анализе собственных частот системы и внесении дополнительного колебательного контура, резонансная частота которого настраивается индивидуально для каждого случая. Экспериментально подтверждено, что установка динамического гасителя массой 0,5...3,0 % веса электродвигателя снижает уровень виброскорости в 3–10 раз. Результаты работы могут быть применены для снижения вибрации оборудования на фундаментах низкой жесткости.*

**Ключевые слова:** насосный агрегат, двигатель привода, амплитудно-частотная характеристика, жесткость, фундамент, виброгаситель, резонанс, блок-понтон, антирезонанс, динамический гаситель

**Введение.** На Ямбургском нефтегазоконденсатном месторождении (НГКМ) впервые в российской практике обустройство газовых промыслов осуществлено с использованием крупных блоков (блок-понтонных) со смонтированным внутри блока технологическим оборудованием на этапе заводского изготовления. Эти блок-понтонные массой до 480 т изготавливались и транспортировались в плавь по рекам из Тюмени до берегов Ямбурга и далее волоком, по зимнику, до ленточных свайных фундаментов соответствующих промыслов. Безусловно, первый опыт применения крупных блоков для обустройства НГКМ выявил целый ряд слабых мест и ошибок, связанных с отсутствием опыта проектирования, транспортировки и строительства таких объектов.

В процессе проектирования понтонов рассчитывали их интегральную жесткость и остойчивость с максимально допустимой плотностью размещения устанавливаемого на них оборудования. При этом технологическое оборудование на палубе понтона и в его надстройке было размещено с учетом статических нагрузок, гарантирующих остойчивость при буксировке в плавь и транспортировке волоком по зимнику.

На строительной площадке осуществляли установку понтонов на свайные фундаменты из стальных труб, которые были заморожены в вечную мерзлоту. Верх свай выступает над поверхностью грунта для защиты его от растепления. В результате блок-понтон соединяется с грунтом только посредством свай, а корпус блок-понтон выполняет роль упругого фундамента для установленного на палубе технологического оборудования. Вполне естественно, что эта упругая стальная конструкция обладает пониженной способностью диссипации энергии колебаний, возбуждаемых в ней работающим технологическим оборудованием.

Пространство между палубой и корпусом понтона заполнены силовым набором в виде фермы с ячейкой 1,5×1,5 м, из уголка № 50. Палуба выполнена в виде настила из листового металла толщиной 6 мм, дополнительно усиленного продольными и поперечными ребрами жесткости из уголка № 50, соединенного с балками фермы. Как следствие, часть рам насосно-компрессорного оборудования была установлена на настил палубы так, что места их проектных опор на фундамент оказались на палубе, где не проходят балки силового набора понтона. В итоге получили упругую конструкцию фундамента для технологического оборудования с характеристиками, распределенными в пространстве почти случайным образом. Именно поэтому значительное количество оборудования газопромыслового объекта оказалось работающим в резонансной или околорезонансной зоне.

Цель данной статьи — показать редко применяемый метод снижения вибрации оборудования на примере электродвигателей центробежных насосов.

**Диагностирование.** Основные диагностические признаки недостаточной динамической жесткости колебательной системы электродвигатель — рама — фундамент следующие.

1. Вибрация корпуса электродвигателя в каком-то одном направлении превышает допустимые значения, а в других направлениях превышает уровень вибрации более чем в 2 раза.

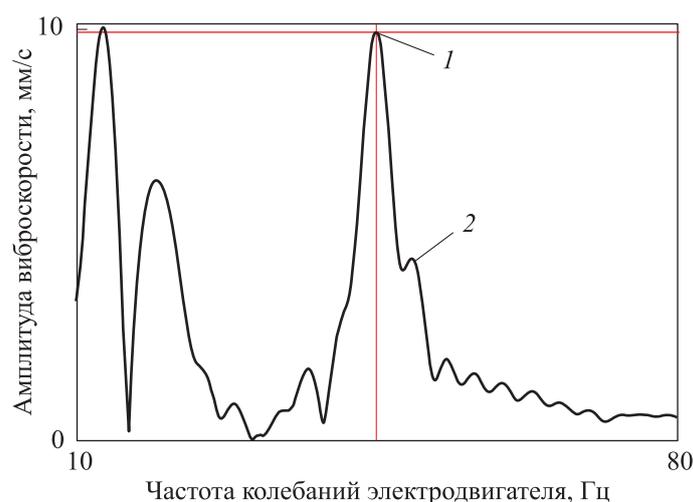
2. Собственные частоты колебательной системы электродвигатель — рама — фундамент ниже частоты вращения ротора электродвигателя или имеют недостаточную (менее 20 %) отстройку собственных частот.

Для подтверждения этих выводов использовали:

- анализ амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) «диаграмма Бод» при выбеге ротора двигателя (рис. 1) [1];
- анализ спектров затухающих колебаний после ударного воздействия на корпус электродвигателя (рис. 2) — модальные испытания [2].



**Рис. 1.** Пример АЧХ колебаний корпуса электродвигателя насосного агрегата в горизонтальном направлении на выбеге (диаграмма Бode имеет следующие характеристики: резонанс на частоте 44 Гц, рабочая частота вращения ротора 49,8 Гц находится в резонансной зоне)



**Рис. 2.** Пример спектра свободных затухающих колебаний корпуса электродвигателя в горизонтальном направлении после удара:  
1 — собственная частота колебаний конструкции (44,9 Гц); 2 — частота вращения ротора электродвигателя, передающаяся от работающих рядом насосов (49,8 Гц)

Следует отметить, что остановленное оборудование подвергается значительной вибрации за счет возбуждения колебаний на резонансных частотах от воздействия работающих агрегатов, расположенных на этом же понтоне.

**Пример регулировки жесткости фундамента.** Для снижения виброактивности оборудования с такими свойствами динамической системы электродвигатель — рама — фундамент, как правило, применяют

повышение статической жесткости фундамента [3–6]. Ее осуществляют путем установки дополнительных ребер жесткости между рамой и фундаментом, заливкой дополнительной бетонной плиты. Практическая реализация всех этих действий представлена на рис. 3.



**Рис. 3.** Пример повышения жесткости фундамента:  
1 — дополнительные ребра жесткости; 2 — заливка бетонной плиты

При удачной отстройке резонансов оборудования заливкой бетона и установкой ребер жесткости удастся снизить вибрацию оборудования.

Недостаток классических методов повышения жесткости и диссипации энергии возбуждаемых колебаний заключается в трудоемкости их реализации и невозможности предсказать значения собственных частот после доработки. Это связано с тем, что для расчетов таких сложных систем с распределенными в пространстве элементами, когда некоторые ее блоки стыкуются случайным образом (например, расчет допускаемой точности установки блок-понтон на ленточный фундамент), невозможно заранее получить корректные исходные данные. Подтверждение этому — случаи, когда после такой корректировки проектной конструкции оборудование попадало в резонанс, но уже в другом направлении, и приходилось дорабатывать фундамент повторно. Поэтому на таких объектах необходимо в обязательном порядке иметь лабораторию вибродиагностики, оперативно решающую выявляемые проблемы.

**Использование динамического гасителя колебаний.** Приведем один из примеров реализации достаточно простого метода снижения виброактивности насосных агрегатов, установленных на палубе блок-понтон. Он заключается в возможности изменения АЧХ динамической системы за счет внесения в нее дополнительного колебательного контура — динамического гасителя, упрощенную модель которого

можно представить в виде сосредоточенных масс, соединенных пружинами (рис. 4).

В этой модели электродвигатель представлен как сосредоточенная масса  $M_1$ , а жесткость рамы и фундамента рассматривается как пружина с жесткостью  $C_1$ . Вместе они представляют колебательную систему с одной степенью свободы. Ее АЧХ показана на рис. 5 в виде сплошной линии.

Добавив в систему еще один колебательный контур с массой  $M_2$ , подвешенной на пружине с жесткостью  $C_2$ , получим двухмассовую динамическую систему (см. рис. 4). У этой системы АЧХ (на рис. 5 показана штриховой линией) значительно отличается от первоначальной. На графике четко видно, что на частоте  $\omega$  вращения ротора наблюдается минимум амплитуды колебаний, который известен как эффект «антирезонанса» [3–7]. Это снижение уровня вибрации на частоте, превышающей собственную частоту колебаний базовой системы, происходит за счет отставания фазы колебаний динамического гасителя от фазы колебаний базовой системы, возбуждающих колебания гасителя. Соответственно, путем регулировки

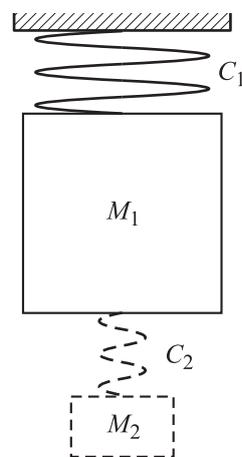


Рис. 4. Кинематическая модель динамической системы электродвигатель — рама — динамический гаситель

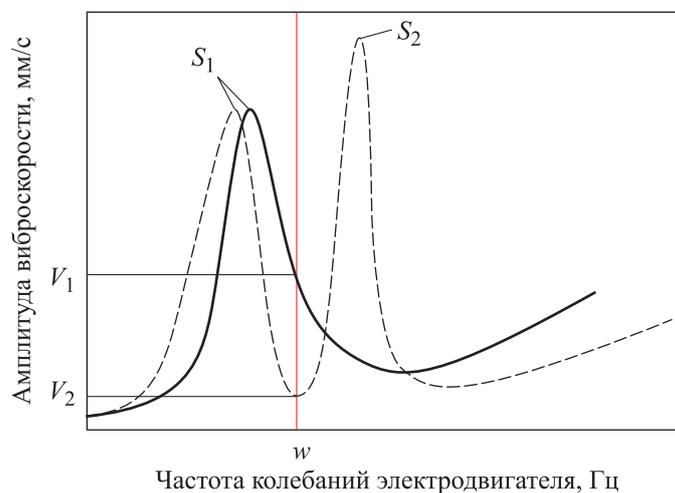
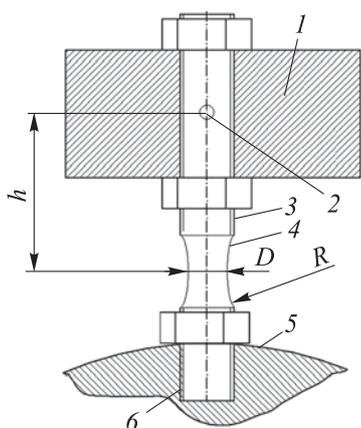


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика динамической системы без динамического гасителя и с динамическим гасителем:

— — АЧХ исходной динамической системы; - - - — АЧХ динамической системы с динамическим гасителем;  $\omega$  — частота вращения ротора электродвигателя;  $V_1$  — уровень вибрации системы без динамического гасителя;  $V_2$  — уровень вибрации системы с динамическим гасителем;  $S_1$  — собственная частота колебаний двигателя;  $S_2$  — собственная частота колебаний динамического гасителя

параметров  $C_2$  и  $M_2$  можно добиться того, чтобы на частоте вращения ротора электродвигателя уровни вибрации были минимальными. Поскольку данная модель предельно упрощена, проверить правильности данного вывода можно лишь экспериментальным путем.

**Проектирование конструкции динамического гасителя колебаний.** Экспериментальную проверку снижения колебаний двигателя привода насоса проводили с использованием динамического гасителя колебаний (рис. 6).



**Рис. 6.** Эскиз консольного динамического гасителя колебаний:

1 — цельнометаллический груз; 2 — центр масс груза; 3 — шпилька; 4 — галтель для повышения усталостной прочности; 5 — корпус электродвигателя; 6 — отверстие рым-болта;  $h$  — высота центра масс;  $R$  — радиус галтели;  $D$  — минимальный диаметр галтели

Практически у всех электродвигателей на верхней части корпуса есть рым-болт, ось которого проходит через центр масс. Этот рым-болт заменяют шпилькой из пружинной стали. На выходе из отверстия рым-болта ее контрят гайкой. Немного выше гайки изготовляют галтель, минимальный диаметр  $D$  которой должен быть меньше минимального диаметра резьбы на 10...20 %, а радиус  $R$  боковой выемки должен быть больше  $3,9D$  (см. рис. 6). Меньшее соотношение величин  $R$  и  $D$  приведет к существенному увеличению коэффициента концентрации напряжений при изгибе [5]. Масса груза, устанавливаемого на шпильку, должна составлять 0,5...3,0 % массы электродвигателя.

**Расчет параметров динамического гасителя колебаний.** Расчет приблизительного расположения центра масс груза для сосредоточенной массы на консоли [3] проводят по формуле

$$h = \sqrt[3]{\frac{3EJ}{m\omega^2}}, \quad (1)$$

где  $E$  — модуль Юнга;  $J$  — момент инерции сечения галтели шпильки;  $m$  — масса груза, г;  $\omega$  — круговая частота, рад/с.

Расчеты и принципы реализации динамических гасителей колебаний более подробно изложены в работе [6].

К сожалению, на этапе проектирования динамического гасителя невозможно прогнозировать амплитуду колебаний самого груза, так как она будет зависеть от настройки. Но после практической реализации гасителя и измерения амплитуды перемещений можно провести расчеты напряжений, действующих в районе галтели, например, используя метод конечных элементов. Имея значения амплитуды колебаний, напряжений и частоты колебаний, можно прогнозировать ресурс работы динамического гасителя.

**Пример практической реализации динамического гасителя.** По результатам проведенных исследований был изготовлен и установлен динамический гаситель (см. рис. 6), который состоял из цельнометаллической болванки 1 массой 10,4 кг с отверстием в центре, установленной на шпильке с резьбой М20 и длиной 300 мм. Вся конструкция была закреплена на корпусе двигателя шпилькой и тремя гайками М20.

Динамический гаситель

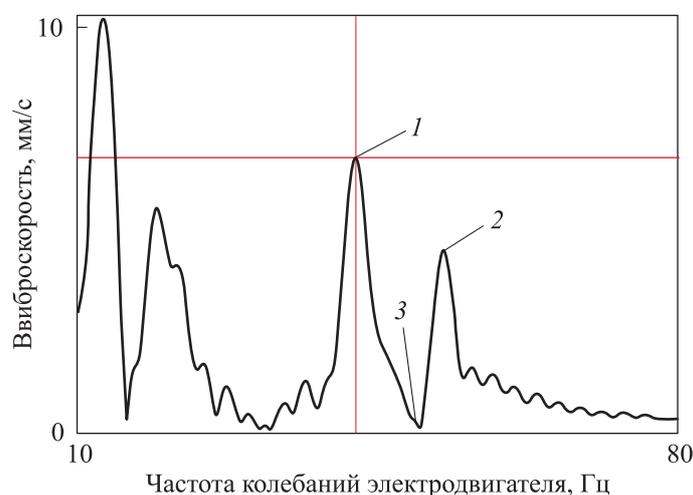


**Рис. 7.** Электродвигатель сетевого насоса двухстороннего входа установки подогрева теплоносителя без динамического гасителя (а) и с динамическим гасителем (б)

Окончательную настройку параметров динамического гасителя проводили непосредственно на работающем оборудовании путем изменения высоты груза при непрерывном измерении уровня вибрации (рис. 7). В результате был достигнут следующий эффект: изначально

в горизонтальном направлении среднееквадратичное значение (СКЗ) виброскорости составляло 17,4 мм/с, а после установки и настройки динамического гасителя СКЗ виброскорости снизилась до 3,3 мм/с, т. е. уровни вибрации в горизонтальном и осевом направлении удалось снизить в 5 раз.

Спектр затухающих колебаний электродвигателя с установленным и настроенным динамическим гасителем колебаний представлен на рис. 8. При сравнении этого спектра со спектром колебаний электродвигателя без динамического гасителя (см. рис. 2) видно, что на рис. 8 появилась еще одна собственная частота колебательной системы, но при этом на графике скорости вращения ротора АЧХ показывает значительное снижение.



**Рис. 8.** Спектр затухающих колебаний электродвигателя с динамическим гасителем:

1 — собственная частота колебаний корпуса электродвигателя в горизонтальном направлении (42,3 Гц); 2 — собственная частота колебаний динамического гасителя (53,2 Гц); 3 — частота вращения ротора электродвигателя (49,8 Гц)

**Закключение.** Предложенный метод управления АЧХ защищаемой системы позволяет:

- снизить виброактивность оборудования, работающего в около-резонансной зоне, до нормативных пределов;
- не вносить значительных необратимых изменений в конструкцию.

Недостатком данного динамического гасителя является необходимость его настройки после каждого ремонта и периодического контроля его работы в процессе эксплуатации оборудования.

Динамические гасители с аналогичным принципом действия [6, 8–10] можно использовать и в других агрегатах и конструкциях.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Randall R.B. *Vibration-based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications*. John Wiley & Sons, 2010, 308 p.  
DOI: 10.1002/9780470977668
- [2] Ewins D.J. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. 2nd ed. Baldock, Hertfordshire, England, Research Studies Press, 2000, 592 p.
- [3] Иванов П.С., Сидоров К.Л. Антирезонансные системы для снижения вибрации насосных агрегатов. *Вестник машиностроения*, 2019, № 4, с. 34–40.
- [4] Соколов Д.А., Кузнецов И.В. Динамические гасители колебаний в нефтегазовом оборудовании. *Газовая промышленность*, 2020, № 8, с. 56–61.
- [5] Гоц А.Н. *Расчеты на прочность при переменных напряжениях*. Владимир, Изд-во ВлГУ, 2012, 138 с.
- [6] Челомей В.Н., ред. *Вибрации в технике. Справочник в 6 т. Т. 6: Защита от вибраций*. Москва, Машиностроение, 1981, 512 с.
- [7] Ключев В.В., ред. *Неразрушающий контроль. Справочник в 8 т.. Т. 7. В 2 кн. Кн. 1: Метод акустической эмиссии. Кн. 2: Вибродиагностика*. 2-е изд., испр. Москва, Машиностроение, 2006, 829 с.
- [8] Harris C.M., Piersol A.G. *Shock and Vibration Handbook*. 5th ed. New York, McGraw-Hill, 2002, 1456 p.
- [9] Петрова М.А. *Динамическая жесткость конструкций на примере морских платформ*. Санкт-Петербург, Недра, 2017, 224 с.
- [10] Patel R., Darpe A.K. Vibration attenuation using tuned mass dampers in rotating machinery. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, vol. 442, pp. 71–85.  
DOI: 10.1016/j.jsv.2018.10.012

Статья поступила в редакцию 21.07.2025

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Зинин В.А., Павлов Д.А., Жуков И.Е. Метод управления динамической жесткостью системы электродвигатель — рама насоса — фундамент посредством установки динамических гасителей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2025, вып. 12. EDN FOPFMI

**Зинин Владимир Анатольевич** — ведущий инженер службы диагностики оборудования ООО «Газпром добыча Ямбург». e-mail: zinin\_va@mail.ru

**Павлов Дмитрий Александрович** — инженер I категории службы диагностики оборудования ООО «Газпром добыча Ямбург», аспирант кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» Аэрокосмического факультета Пермского национального исследовательского политехнического университета (ПНИПУ).  
e-mail: pal07@yandex.ru

**Жуков Игорь Евгеньевич** — начальник службы диагностики оборудования и сооружений ООО «Газпром добыча Ямбург». e-mail: i.zhukov@mail.ru

## Method of controlling the dynamic stiffness of the electric motor — pump frame — foundation system by installing dynamic dampers

© V.F. Zinin, D.A. Pavlov, I.E. Zhukov

Gazprom Dobycha Yamburg LLC,  
Novy Urengoy, 629306, Yamalo-Nenets Autonomous Okrug, Russian Federation

*The study is devoted to solving the problem of increased vibration of pumping units installed as part of process equipment on block-pontoons of the Yamburg oil and gas condensate field. The relevance of the study is due to frequent cases of resonant vibrations of equipment associated with the design features of pontoons that play the role of a foundation. The paper proposes a method for controlling the dynamic rigidity of the “electric motor–frame–foundation” system by installing cantilever dampers. The aim of the study is to reduce the vibration activity of equipment without modifying the foundation design. The method is based on the analysis of the natural frequencies of the system and the introduction of an additional oscillatory circuit, the resonant frequency of which is adjusted individually for each case. It has been experimentally confirmed that the installation of a damper with a mass of 0.5–3% of the weight of the electric motor reduces the vibration velocity level by 3–10 times. The results of the work can be used to reduce vibration of equipment on low-rigidity foundations.*

**Keywords:** pump unit, drive motor, amplitude-frequency characteristic, rigidity, foundation, vibration damper, resonance, block-pontoon, antiresonance, dynamic damper

### REFERENCES

- [1] Randall R.B. *Vibration-based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications*. John Wiley & Sons, 2010, 308 p.  
DOI: 10.1002/9780470977668
- [2] Ewins D.J. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. 2nd ed. Baldock, Hertfordshire, England, Research Studies Press, 2000, 592 p.
- [3] Ivanov P.S., Sidorov K.L. Antirezonansnyye sistemy dlya snizheniya vibratsii nasosnykh agregatov [Anti-resonance systems for reducing vibration of pumping units]. *Vestnik mashinostroeniya* (Bulletin of Mechanical Engineering), 2019, no. 4, pp. 34–40.
- [4] Sokolov D.A., Kuznetsov I.V. Dinamicheskiye gasiteli kolebaniy v neftegazovom oborudovanii [Dynamic vibration dampers in oil and gas equipment]. *Gas Industry*, 2020, no. 8, pp. 56–61. DOI: 10.12345/12345678
- [5] Gots A.N. *Raschety na prochnost pri peremennykh napryazheniyakh* [Strength calculations under variable stresses]. Vladimir, Vladimir State University Publ., 2012, 138 p.
- [6] Chelomey V.N., ed. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik v 6 t. T. 6: Zashchita ot vibratsiy* [Vibrations in Engineering. A Handbook in 6 Vols. Vol. 6: Vibration Protection]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 512 p.
- [7] Klyuev V.V., ed. *Nerazrushayushchiy kontrol. Spravochnik. V 8 tomakh. T. 7. V 2 kn. Kn. 1: Metod akusticheskoy emissii. Kn. 2: Vibrodiagnostika* [Non-destructive testing: Handbook: In 8 vols. Vol. 7: In 2 books. Book 1: Acoustic emission method. Book 2: Vibration diagnostics]. 2nd ed., rev. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2006, 829 p.

- [8] Harris C.M., Piersol A.G. *Shock and Vibration Handbook*. 5th ed. New York, McGraw-Hill, 2002, 1456 p.
- [9] Petrova M.A. *Dinamicheskaya zhestkost' konstruksiy na primere morskikh platform* [Dynamic rigidity of structures using offshore platforms as an example]. St. Petersburg, Nedra Publ., 2017, 224 p.
- [10] Patel R., Darpe A.K. Vibration attenuation using tuned mass dampers in rotating machinery. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, vol. 442, pp. 71–85.  
DOI: 10.1016/j.jsv.2018.10.012

**Zinin V.A.**, Leading engineer of the equipment diagnostics service, Gazprom Dobycha Yamburg LLC. e-mail: zinin\_va@mail.ru

**Pavlov D.A.**, 1<sup>st</sup> category Engineer of the equipment diagnostics service, Gazprom Dobycha Yamburg LLC; Postgraduate, Department of Rocket and Space Technology and Energy Systems, Aerospace Faculty, Perm National Research Polytechnic University.  
e-mail: pal07@yandex.ru

**Zhukov I.E.**, Head of the Equipment and Structures Diagnostics Service, Gazprom Dobycha Yamburg LLC. e-mail: i.zhukov@mail.ru