

Попередження раптових відмов ГПА

УДК 621.644.029.052.004.5

© **В.В. Ніщета**
НДІ «СНИКО®»
В.А. Сидоров
канд. техн. наук
Донецький національний
технічний університет
О.В. Горбунов
ПАТ «Укртрансгаз»

Проведено аналіз результатів вимірювання вібраційних параметрів газоперекачувального агрегату, показано необхідність визначення ознак пошкодження на ранніх стадіях. Визначено послідовність раптового руйнування обмотки статора приводного електричного двигуна. Запропоновано використовувати інформаційний образ для прогнозування зміни технічного стану ГПА в процесі експлуатації.

Ключові слова: газоперекачувальні агрегати, системи діагностування, попередження, раптові відмови, вібрація, інформаційний образ.

Проведен анализ результатов измерения вибрационных параметров газоперекачивающего агрегата, показана необходимость определения признаков повреждения на ранних стадиях. Определена последовательность внезапного разрушения статорной обмотки приводного электрического двигателя. Предложено использовать информационный образ для прогнозирования изменения технического состояния ГПА в процессе эксплуатации.

Ключевые слова: газоперекачивающие агрегаты, системы диагностирования, предупреждение, внезапные отказы, вибрация, информационный образ.

The analysis of measuring vibration parameters of compressor units is fulfilled. It is shown the need to identify signs of damage early. The sequence of the sudden destruction of the drive electric motor stator winding is defined. An image information used to predict changes in the technical condition of compressor in service is proposed.

Key words: compressor units, system diagnostics, prevention, sudden failure, vibration, informative image.

Раптові відмови становлять особливу небезпеку у процесі експлуатації промислового устаткування газотранспортної системи через порушення технологічного процесу і перехід до аварійної ситуації. Під час функціонування газоперекачувальних агрегатів (ГПА) саме раптові відмови призводять до найбільших втрат.

Існуючі системи діагностування електромеханічних систем орієнтовані на моделі допустимих значень, які здійснюють відключення системи або сигналізують про перевищення заданих рівнів контрольованими параметрами: вібраційними, струмовими, температурними [1, 2]. Найбільш часто раптова відмова виникає після поступового накопичення малих відхилень одного або декількох параметрів у діапазоні допустимих значень, що призводять до ступінчастої зміни технічного стану [3, 4]. Для запобігання умовам виникнення та розвитку раптових відмов можливі два технічних рішення: – раннє діагностування пошкоджень (виявлення й усунення несправностей на ранніх стадіях розвитку) у рамках існуючих діагностичних систем; – формування інформаційного образу окремих частин агрегатів, самих агрегатів або всього газоперекачувального комплексу загалом та використання такої інформації для прийняття рішення щодо проведення профілактичних або попереджувальних заходів.

Серед відмов, що відбуваються, раптові відмови не становлять значної частини, але після кількох років безперервної безаварійної експлуатації ГПА є повною несподіванкою для технологічного персоналу. Відсутність методів прогнозування раптових відмов свідчить про

непідготовленість технологічного персоналу зокрема, що посилює тяжкість наслідків, збільшує загальну тривалість простою та ліквідації відмови. Розроблення методик і навчання фахівців для попередження можливості появи раптової відмови дає змогу зменшити їх наслідки шляхом підготовки попереджувальних і подальших заходів або повністю унеможливити виникнення аварії після проведення позапланового технічного обслуговування. Саме це визначає актуальність та ефективність обраного напрямку досліджень.

Аналіз результатів вібраційного контролю

Серед методів технічного діагностування механічного обладнання виділяють віброметр – прилад, який найбільш часто використовують для оцінки фактичного стану ГПА. Значна частина пошкоджень деталей механізмів призводить до виникнення додаткових механічних коливань. Перевагами аналізу вібраційного сигналу є універсальність, доступність засобів вимірювання, розроблена методологія аналізу параметрів вібрації, можливість реєстрації сигналів на різних режимах роботи.

Традиційним рішенням під час контролю технічного стану електромеханічних систем є вимірювання вібраційних параметрів, зокрема середньоквадратичного значення (СКЗ) віброшвидкості у частотному діапазоні 10 ... 1000 Гц. Це виправдано при робочій частоті обертання двигуна ЕГПА 3000 об./хв. Загальне розташування контрольних точок вимірювання вібрації показано на рис. 1, воно передбачає проведення вимірювань в одному або трьох

Результати вимірювання віброшвидкості у контрольних точках

Таблиця

Діапазон частот, Гц		10...1000					10...500			10...1000					
Одиниці вимірювання		мм/с					мкм			мм/с					
Напрямок	Параметр вібрації	Контрольні точки													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
В	СКЗ	1,5	1,4	0,6	2,1	1,7	0,6	–	–	0,8	0,8	1,4	4,7	3,4	6,7
	А	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	$f_{\text{дом}}, \text{Гц}$	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
П	СКЗ	1,6	1,5	0,7	1,7	1,5	0,5	–	–	0,7	1,6	1,9	6,7	3,6	7,0
	А	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	$f_{\text{дом}}, \text{Гц}$	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
О	СКЗ	3,5	1,7	0,4	2,5	1,6	0,4	–	–	1,2	1,9	1,5	5,7	4,0	4,9
	А	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	$f_{\text{дом}}, \text{Гц}$	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

взаємно перпендикулярних напрямках: вертикальному (В), поперечному (горизонтальному) (П) і осьовому (О).

Методологічним забезпеченням під час постановки діагнозу слугують стандарти ГОСТ 20815-93, ДСТУ 3161-95, ТУ 108.1162-83. Для підшипників електродвигуна основним є ГОСТ 20815-93 «Машини електричні обертові. Механічна вібрація деяких видів машин з висотою осі обертання 56 мм і більше», у якому наведено допустиме значення 2,8 мм/с для двигунів, що мають жорстке закріплення.

Для нагнітача, відповідно до рекомендацій стандарту ДСТУ 3161-95 «Компресорне обладнання. Визначення вібраційних характеристик відцентрових компресорів та норми вібрації» приймаються значення віброшвидкості, що визначають границі станів: до 2,8 мм/с – функціонування без обмеження строків; 2,8 ... 7,1 мм/с – функціонування в обмеженому періоді часу; понад 7,1 мм/с – можливі пошкодження машини. ДСТУ 3161-95 встановлює методи визначення та норми технічних вібраційних характеристик відцентрових компресорів та їх функціональних трубопроводів. У цьому ж стандарті є рекомендації щодо вимірювання параметрів віброприскорення.

Для прикладу розглянемо результати вимірювання віброшвидкості, представлені у таблиці. Загальний діагноз – стан задовільний.

Однак більш ретельний аналіз наведених результатів вказує на помилку під час оцінки вібрації підшипникових опор двигуна. Збільшена осьова складова в точках 1 (3,5 мм/с) і 4 (2,5 мм/с) характерна для поганого стану двигуна і потребує проведення технічного обслуговування або ремонту. Можливі загальні несправності: вигин вала ротора, перекид підшипникових опор, ослаблення різьбових з'єднань. Уточнювальних вимірювань із ініціалізації відхилень не проводили, оскільки методики пошуку місця, в якому конкретно знаходиться відхилення досліджуваного параметра, не існує.

Значення віброшвидкості 3,5 мм/с перевищує допустиму величину 2,8 мм/с. ГОСТ також не дає відомостей про конкретне місце і причину відхилення.

У нашому випадку по точці 1: вертикальна складова – 1,5 мм/с, горизонтальна – 1,6 мм/с; по точці 4: вертикальна складова – 2,1 мм/с, горизонтальна – 1,7 мм/с. Найбільш вірогідним видом ушкоджень у випадку переважання

вертикальної складової є ослаблення різьбових з'єднань. Але відповіді на запитання, в якому місці сталося ослаблення, так і не було знайдено.

Результати вимірювань, проведених у вертикальному напрямку на опорах і рамі

Вібрація на рамі (точка 3В – 0,6 мм/с, точка 6В – 0,6 мм/с) низька і відповідає його задовільному стану. На опорах підшипника вібрація трохи вища (точка 2В – 1,4 мм/с, точка 5 – 1,7 мм/с). Існують правила співвідношення вібрації на опорі та фундаменті (рис. 2). Значення відношення вібрації опори і фундаменту визначають стан: близько 2,0 – добре; 1,4...1,7 – нестійкий фундамент; 2,5...3,0 – ослаблення різьбових кріплень.

У цьому випадку:

для опори 1: $V1=1,4$ мм/с, $V2=0,6$ мм/с, відношення $V1/V2=1,4/0,6=2,3$;

для опори 2: $V1=1,7$ мм/с; $V2=0,6$ мм/с, відношення $V1/V2=1,7/0,6=2,8$.

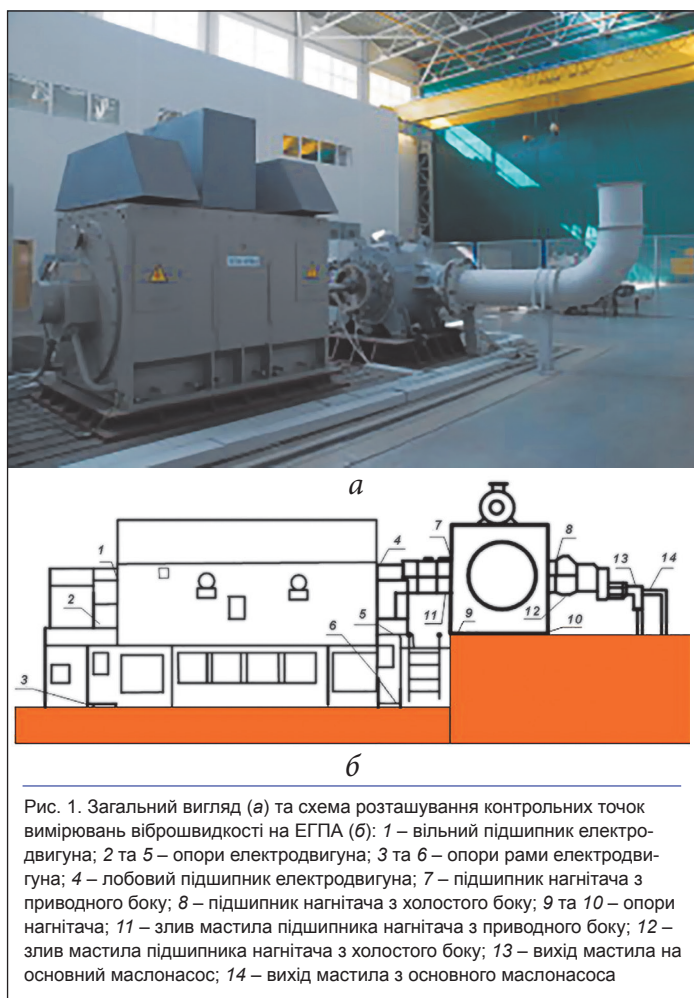
Пошук місця ослаблених різьбових з'єднань також не проводили, оскільки фізично визначити їх місце, використовуючи наявні методики, неможливо.

Як правило, вимірювання віброприскорення не проводять. Саме через це не можна зробити висновок про стан підшипникових опор і наявність металевого контакту між рухомими і нерухомими деталями. Отже, навіть ретельно проведені вимірювання віброшвидкості не допомогли виявити ознаки досить розвинених ушкоджень саме завдяки використанню формального (ДСТУ) підходу під час аналізу результатів вимірювань. Висновок: діагностування технічного стану ГПА за загальним рівнем вібрації (віброшвидкість) не ефективне.

У результаті одного з варіантів несприятливого розвитку подій сталася раптова відмова: пошкодження обмоток статора електродвигуна потужністю 25 МВт.

Дослідження причин раптової відмови

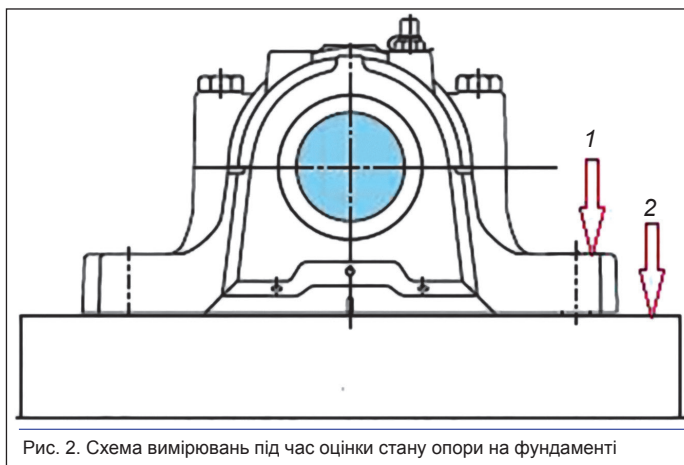
У вищенаведеному аналізі параметрів віброшвидкості немає порівняння з результатами раніше проведених вимірювань саме через відсутність останніх. На практиці такі порівняння здійснюють украй рідко. Відсутність даних щодо раніше проведених вимірювань віброшвидкості не дала



змоги природно оцінити швидкість розвитку ушкодження. У зв'язку з тим, що в період між вимірюваннями, які здійснюються за графіком, ушкодження можуть розвиватися і повільно, і швидко (чому можуть сприяти і зовнішні чинники), аварійна ситуація могла статися у будь-який момент часу, тобто несподівано.

Вібродослідження, наведені вище, проводили напередодні аварії, що сталася, тобто до 19 вересня 2012 року – моменту раптової аварії. У ході аналізу фотографій ушкодження статора і ротора електродвигуна (рис. 3) встановлено таке: пошкодження паза статора електродвигуна, відсутність болта кріплення статора, пошкодження елементів ротора.

Під час визначення можливої послідовності розвитку пошкоджень узято до уваги таке: тривала експлуатація двигуна; відсутність значних відхилень параметрів у ході експлуатації; можливість ступеневого переходу від природного до прискореного зносу. Основними наслідками тривалої експлуатації, пов'язаної з періодичними увімкненнями як самого агрегату, так і тих, що стоять поруч, є короткі за часом періодичні вібраційні впливи і зміни температурного режиму деяких частин двигуна, що природно призводить до короткочасних змін їх



фізичного стану. Зокрема, до ослаблення різьбових з'єднань, а також порушення рівномірного охолодження ротора.

Ініціювати раптову відмову можуть порушення режиму змащування і зміна положення ротора відносно статора зі зниженням повітряного зазору через нагрівання окремих пазів. Результат – зачеплення ротора за статор.

Визначення причин раптової відмови допомогло сформулювати завдання:

визначити тенденції зміни параметрів двигуна ГПА в часовому інтервалі не менше ніж за 9 місяців до аварії, що сталася;

визначити граничні експлуатаційні значення параметрів;

вимірювання параметрів відносно інформаційного образу здійснити за методикою, розробленою НДІ «СНИКО®».

Вибір параметрів для вимірювання

Для дослідження причин раптової відмови було визначено параметри, які вимірювали на інформаційному рівні в безрозмірному вигляді:

- віброшвидкість підшипників;
- стан різьбових з'єднань;
- стан системи охолодження;
- віброприскорення підшипників;
- якість змащування підшипників;
- людський фактор;
- відхилення в електропостачанні й управлінні.

Крім того, були визначені додаткові параметри – «попередження» і «зупинка» для контролю над змінами значень досліджуваних параметрів, які вимірювалися в безрозмірному вигляді:

- віброшвидкість підшипників;
- різьбові з'єднання;
- система охолодження;
- віброприскорення підшипників;
- мастило підшипників.

Визначення інформаційного образу об'єкта дослідження проводили за методикою, розробленою в НДІ «СНИКО®», для віддалених об'єктів. Результати досліджуваних параметрів після комп'ютерної обробки представлено на рис. 4.



Рис. 3. Зафіксовані пошкодження: а та б – пошкодження паза статора електродвигуна; в – відсутність болта кріплення статора; г – пошкодження елементів ротора

Хід дослідження

На на осі X (див. рис. 4) відображено місяці від грудня 2011 по 19 вересня 2012; на осі Y дві шкали: порядковий номер вимірювання по порядку зростання досліджуваних параметрів вниз від максимуму до мінімуму і шкала мірності поля А також від мінімуму до максимуму своїх значень зверху вниз. Як бачимо з рис. 4, усі

досліджувані параметри зійшлися в одній комірці в день, коли сталася аварія в першому рядку стовпця, позначеного «19 вересня», крім параметра «людський фактор». Вимірюваний параметр «людський фактор» досяг свого максимуму, що цілком зрозуміло, оскільки після аварії, що сталася, людські емоції досягли своєї межі (рядок 43), хоча до аварії параметр був стабільний і знаходився на

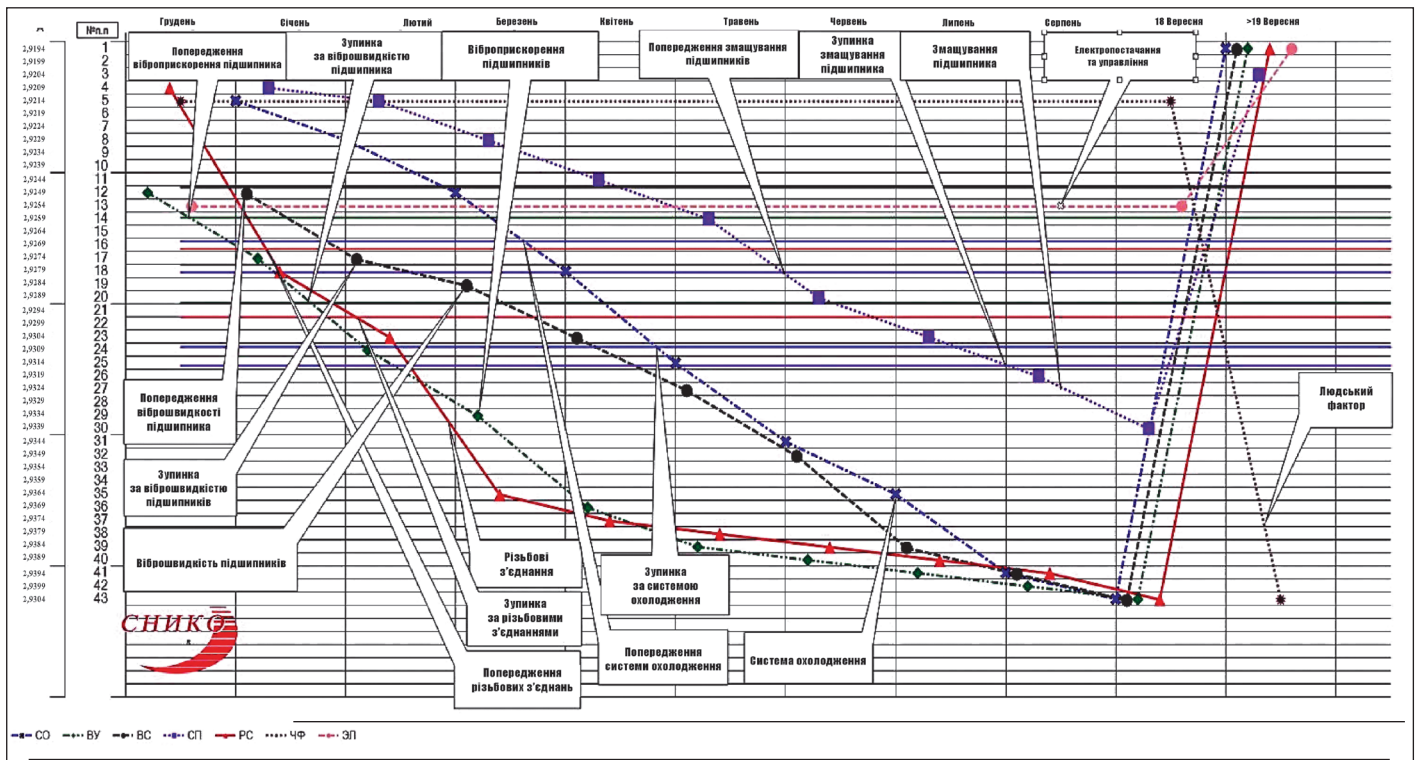


Рис. 4. Складові елементи інформаційного образу ЕГПА

рівні п'ятого рядка з грудня 2011 р. до моменту аварії. До моменту аварії досліджуваний параметр «Електропостачання та управління» також був стабільний (рядок 13), він знизився до мінімуму тільки в момент аварії, що відбулася, тобто 19 вересня. Усі інші дані вимірювань досягли свого мінімального значення (рядок 1) 19 вересня.

У грудні 2011 р., тобто за 9 місяців до аварії, параметр «Віброприскорення підшипників» досяг значення «попередження» (рядок 14). Таким чином він просигналізував про те, що обслуговуючому персоналу потрібно почати здійснювати регулярні вимірювання та обробку даних вимірювань існуючими приладами, що допомогло б зібрати дані для знаходження причини його збільшення. У січні 2012 р. параметри «Віброшвидкість підшипників» (рядок 12) і «Різьбові з'єднання» (рядок 18) також досягли своїх рівнів «попередження», що потребувало вжити заходи щодо їх вимірювання. Щоб дізнатися про причини збільшення цих параметрів, у край необхідно їх контролювати.

У наступному місяці, лютому 2012 р., як і варто було очікувати, параметр «Віброшвидкість підшипників» також досяг свого граничного значення, який позначений на рисунку «зупинка за віброшвидкістю підшипника» (рядок 17). Тобто в лютому 2012р. необхідно було встановити безперервний нагляд за роботою агрегату, оскільки процеси, що відбуваються в ГПА, набули тенденції до повільного зростання своїх параметрів. Це твердження обґрунтовується тим, що параметр «Віброприскорення підшипників» по квітень 2012 р. зростав швидше, ніж параметр «Віброшвидкість підшипників».

У лютому 2012 р. параметр «Різьбові з'єднання» також досяг значення «зупинка» (рядок 21): у процес розкитування деяких різьбових з'єднань електродвигуна ЕГПА вже необхідно втрутитися обслуговуючому персоналу, щоб попередити аварійну ситуацію надалі.

У березні параметр «Система охолодження» досяг рівня «попередження» (рядок 16), тобто в електродвигуні почалися зміни в роботі, а в квітні 2012 р. цей параметр досяг значення «зупинка» (рядок 24), що сигналізувало про початок незворотних процесів у системі охолодження.

У квітні 2012 р. параметр «Масило підшипників» також досяг рівня «попередження» (рядок 8), а через два місяці, тобто в липні 2012 р., набув значення «зупинка» (рядок 25). А через півтора місяця у результаті комплексного і послідовного збільшення значень параметрів, тобто зміни їх енергетичного стану, сталася аварія, яку було зафіксовано 19 вересня 2012 р. Її наслідки відображено на рис. 3.

Висновки

Сучасні системи діагностування необхідно орієнтувати на раннє виявлення несправностей шляхом розробки методик аналізу результатів вимірювання вібраційних параметрів із урахуванням вимірювань параметрів віброприскорення та контролю основних і допоміжних діагностичних параметрів: температури, стабільності частоти обертання, струмових характеристик та аналізу мастильного матеріалу.

Моделювання розвитку несправностей для визначення причин відмови дає змогу визначити послідовність розвитку пошкодження на підставі аналізу характерних ушкоджень, видів механічного зносу і логічної послідовності їх виникнення.

Проведені дослідження інформаційного образу підтвердили послідовність розвитку пошкоджень. Використання методу, розробленого в НДІ «СНИКО®» (м. Донецьк) для прогнозування зміни технічного стану ГПА, дасть можливість попереджувати раптові його відмови.

Список використаних джерел

1. Ніщета В.В. Класифікація вібросистем / В.В. Ніщета, В.А. Сидоров // Нафт. і газова пром-сть. – 2009. – № 1. – С. 47–50.
2. Розенберг Г.Ш. Вибродіагностика / Под ред. Г.Ш. Розенберга. – СП-6: ПЭИПК, 2003. – 284 с.
3. Герцбах И.Б. Модели отказов / И.Б. Герцбах, Х.Б. Кордонский; Под ред. Б.В. Гнеденко. – М.: Советское радио, 1966. – 166 с.
4. Бельский Д.М. Теория надежности машин и металлоконструкций / Д.М. Бельский, М.Г. Ханукаев. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2004. – 608 с.

Автори статті



Ніщета Володимир Васильович
Директор Науково-дослідного інституту «Спеціальні наукові дослідження та конструювання обладнання». Закінчив аспірантуру Донецького національного технічного університету. За фахом – інженер-електрик. Коло наукових інтересів: дослідження нестационарних та нестійких режимів роботи ГПА (ЕГПА) та створення систем керування нагнітачів агрегатно-цехового рівня; дослідження фізичних та біологічних об'єктів на рівні їх польових структур.

Сидоров Володимир Анатолійович

Кандидат технічних наук, доцент кафедри «Механічне обладнання заводів чорної ме-



талургії» Донецького національного технічного університету. Наукові інтереси: раннє виявлення технічних несправностей на функціонуючому обладнанні та їх усунення, визначення причин поломки механічного обладнання, формування служб технічного діагностування промислових підприємств, підготовка спеціалістів із діагностування обладнання.

Горбунов Олег Володимирович

Начальник управління енергетики – головний енергетик ПАТ «УКРТРАНСГАЗ». Закінчив Івано-Франківський інститут нафти і газу, факультет автоматизації економіки за спеціальністю електрифікація промислових підприємств, міст та сільського господарства.

