

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВЯЗКОСТЯХ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ПРИМЕРЕ СЕКЦИИ ПОГРУЖНОГО НАСОСА ЭЦН7А-1250

В.Г. Островский¹, А.Н. Мусинский¹, Д.И. Шишлянников¹, О.Б. Юров²

(¹ФГБОУ ВО "Пермский национальный исследовательский политехнический университет",
²АО "Новомет-Перм")

Рассмотрены особенности конструкций и работы промежуточных подшипников скольжения электроцентробежных насосов (ЭЦН). Предложена методика и приведены результаты экспериментальных исследований по определению зон стабильной работы подшипников ЭЦН в зависимости от вязкости перекачиваемой жидкости и частоты вращения приводного вала насоса. Выявлены факторы, влияющие на устойчивую работу подшипников скольжения. Результаты экспериментальных исследований показывают необходимость совершенствования методик расчета устойчивости подшипников скольжения ЭЦН при работе в высоковязких жидкостях.

Ключевые слова: подшипник скольжения; электроцентробежный насос; испытания; высоковязкие жидкости; контроль вибрации.

DETERMINATION OF THE OPERATIONAL STABILITY OF INTERMEDIATE SLIDING BEARINGS AT DIFFERENT VISCOSITIES OF THE OPERATING FLUID ON THE EXAMPLE OF THE ESP 7A-1250 SUBMERSIBLE PUMP SECTION

V.G. Ostrovsky¹, A.N. Musinsky¹, D.I. Shishlyannikov¹, O.B. Yurov²

("Perm National Research Polytechnic University", ²JSC "Novomet-Perm")

The design and operation features of intermediate sliding bearings of electric centrifugal pumps (ESP) are considered. A method is proposed and the results of experimental studies are presented to determine the zones of ESP bearings stable operation, depending on the viscosity of the pumped liquid and the rotational frequency of the pump drive shaft. The factors influencing the stable operation of sliding bearings are identified. The results of experimental studies show the need to improve the methods for calculating the stability of ESP sliding bearings when operating in high-viscosity fluids.

Keywords: sliding bearing; electric centrifugal pump; tests; high viscosity liquids; vibration control.

Введение

В настоящее время повышение эффективности работы погружных электроцентробежных насосов (ЭЦН) для скважинной добычи нефти зачастую обеспечивается посредством увеличения частоты вращения роторов насосов. Данные высокооборотные режимы работы обуславливают необходимость повышения надежности и устойчивости функционирования промежуточных подшипников скольжения.

Известно, что несущая способность масляного клина подшипника скольжения зависит от величины зазора между вкладышем и валом: чем меньше зазор, тем больше несущая сила. При изменении нагрузки на приводной вал положение центра вращения вала в зоне подшипника изменится в соответствии со схемой, приведенной на рис. 1, где точка 1 соответствует предельной нагрузке на вал, точка 3 – отсутствие нагрузки, точка 2 – переход подшипника в зону неустойчивой работы [3, 5]. Участок от нижней точки 1 дуги до точки перегиба 2, является участком устойчивой работы подшипника, когда ответная силовая реакция подшипника на возмущающий импульс нагрузки однозначно соответствует величине возмущающего импульса. Например, при увеличении нагрузки на ротор на "N" процентов, рабочая точка подшипника сместится по своей траектории настолько, что несущая способность подшипника вырастет пропорцио-

нально на "N" процентов. Центр вала установится в новую точку равновесия.

На участке от точки перегиба 2 до точки 3 картина динамических процессов несколько иная. Здесь при действии единичного возмущающего импульса нагрузки на вал ответная реакция подшипника окажется больше единицы. Под действием ответной реакции центр вращения вала переместится в обратном направлении по траектории дальше, чем нужно. Далее на вал, переместившийся за точку равновесия, будет воздействовать импульс от масляного слоя подшипника. Центр вращения вала сместится в направлении стандартной траектории, на которую он попадет не-

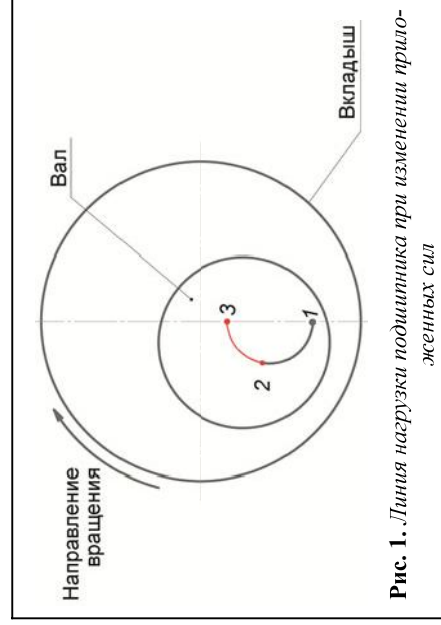


Рис. 1. Линия нагрузки подшипника при изменении приложенных сил

ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

сколько дальше точки установившегося равновесия, соответствующего данной нагрузке на подшипник. Результатом этого явления может оказаться бесконечное автоколебание вала на масляном клине относительно точки статического равновесия. В конечном счете, такие колебания приведут к специфическим вибрациям низкой частоты как в осевом, так и в радиальном направлениях подшипников скольжения ЭЦН.

Вторым фактором, влияющим на устойчивую работу подшипника скольжения, является скорость вращения приводного вала ЭЦН. По мере повышения скорости вращения ротора гидродинамическая сила увеличивается. При некотором предельном значении скорости вращения вала гидродинамическая сила увеличивается настолько, что вал не возвращается в статическое равновесие. В этот момент центр вращения вала относительно быстро выходит на круговую орбиту с субсинхронной частотой, равной средней частоте вращения жидкости в подшипнике скольжения. Когда это происходит, вал испытывает возмущение, называемое срыв масляного клина ("Oil whirl").

Как правило, жидкость в подшипнике скольжения обтекает вал с частотой вращения чуть меньше 50 % от частоты вращения вала [6, 7]. Таким образом, знаком срыва масляного клина ("Oil whirl") является вибрация подшипника с частотой, равной $0,42...0,48$ частоты вращения вала. Если амплитуда вибрации подшипника на частоте срыва масляного клина больше $0,5$ амплитуды вибрации на основной оборотной частоте вала, то можно говорить о серьезном характере дефекта и об опасности его влияния на работу подшипника и ЭЦН в целом.

Вибрации масляного клина в подшипниках скольжения проявляются обычно при следующих условиях:

- сниженная нагрузка на подшипник, например, избыточные длина и диаметр;

- наличие динамических нагрузок обусловленных, к примеру, дисбалансом ротора;
- значительное увеличение вязкости масла;
- повышенный износ подшипника.

Погружные ЭЦН, в силу особенностей их конструкции, можно рассматривать как машины с гибким ротором, для которых характерна работа на частотах выше или вблизи критических частот вращения. Гибкий ротор на частотах вращения, близких к критическим частотам, под действием дисбаланса может приобрести опасную для эксплуатации изгибную деформацию. На каждой из критических частот ротор ЭЦН деформируется со своей формой изгибных колебаний.

Если учесть большую длину ротора и его высокие обороты вращения, то весьма вероятно возникновение явления срыва масляного клина ("Oil whirl"). Если частота срыва масляного клина ("Oil whirl") у гибких роторов совпадает или близка к критической частоте ротора, то амплитуда вибрации в этот момент может значительно возрасти.

Входные данные и методика проведения эксперимента

Исследование работы промежуточных подшипников скольжения выполнено в инженерно-техническом центре АО "Новомет-Пермь" на насосной секции ЭЦН7А-1250 с максимальной рабочей частотой вращения приводного вала 6000 об/мин. Собранный опытный насос испытывался на вязких жидкостях с фиксацией параметров вибрации (виброскорости и виброускорения).

Насос комплектовался промежуточными подшипниками скольжения в каждой рабочей ступени диаметром 38 мм, длина втулки подшипника составила 35 мм. Пример сборки насосной секции ЭЦН7А-1250 приведен на рис. 2.

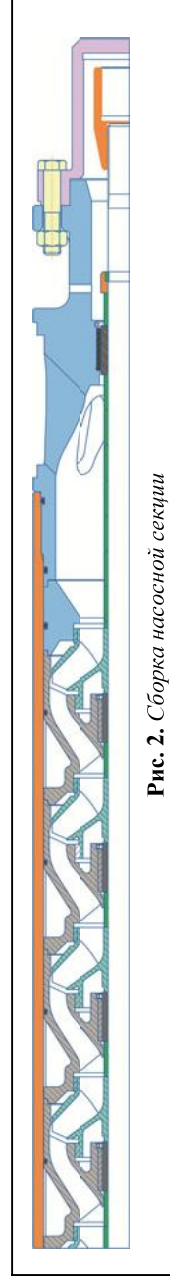


Рис. 2. Сборка насосной секции

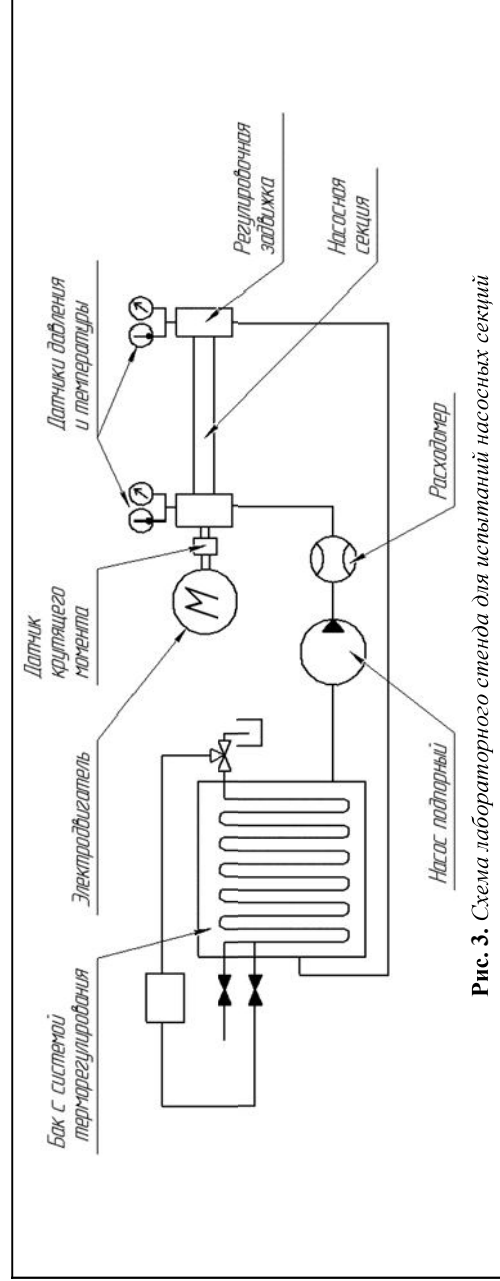


Рис. 3. Схема лабораторного стенда для испытаний насосных секций

ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

Погружной насос ЭЦН7А-1250 испытывался на стенде, показанном на рис. 3. В качестве модельных жидкостей использовались чистая вода и масло ИТД-680. Испытания проводились согласно стандарту ISO 15551-1:2015 "Petroleum and natural gas industries. Drilling and production equipment" [1]. Подпорным насосом модельная жидкость через расходомер подавалась на вход испытуемого насоса, где поддерживалось избыточное давление 0,3...0,7 МПа. В ходе эксперимента осуществлялся плавный разгон от 0 до 6000 об/мин в течение 300 с.

На насос устанавливался акселерометр пьезоэлектрической ВС100, соединённый с многоканальным контроллером сбора данных ZET038. С помощью многоканального контроллера сбора данных ZET038 постоянно регистрировался сигнал виброускорения, который в дальнейшем обрабатывался с использованием методов спектрального анализа. Список использованных средств измерения указан в табл. 1.

Таблица 1
Перечень и характеристики датчиков лабораторного стенда

| № п/п | Наименование СИ | Предел измерения | Погрешность измерения |
|-------|----------------------------------|-----------------------------|------------------------------------------------|
| 1 | Датчик давления "Metral" | 0...10 МПа | 0,5 % от ВПИ ($\pm 0,08$ МПа) |
| 2 | Термометр сопротивления "ИТК-1" | -50...150 °С | 1 % от текущего значения |
| 3 | Термометр сопротивления "ИТК-1" | -50...150 °С | 1 % от текущего значения |
| 4 | Расходомер Emerson "Micromotion" | 0,5...450 м ³ /ч | 0,2 % от текущего значения |
| 5 | Акселерометр ВС100 | 0,5...10000 Гц | <5 % относительная поперечная чувствительность |

В качестве модельной жидкости использовалось масло ИТД-680. Вязкость модельной жидкости изменяли посредством нагрева и охлаждения (рис. 4)

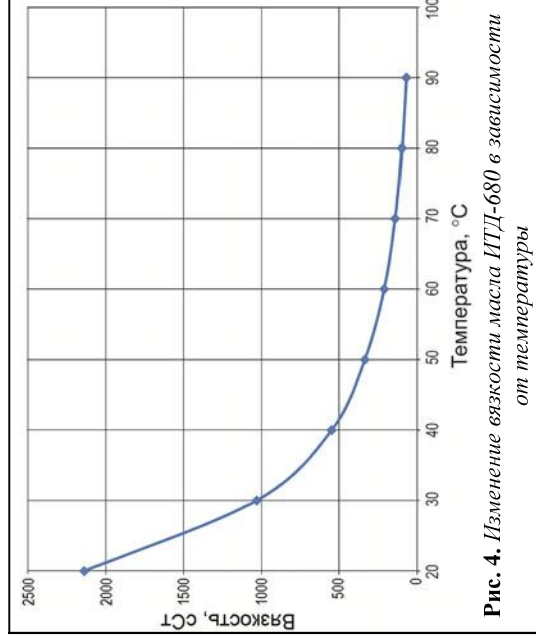


Рис. 4. Изменение вязкости масла ИТД-680 в зависимости от температуры

Полученные результаты экспериментальных исследований и их анализ

На рис. 5 приведены результаты спектрального анализа сигнала виброускорения корпуса насосной секции ЭЦН7А-1250. На представленном графике 100 Гц – оборотная частота ротора насоса; 200 Гц – гармоника, кратная оборотной частоте; 44 Гц – частота срыва масляного клина. Также в спектре видны частоты вибрации от испытательного оборудования, которые не меняются во время испытаний (они наблюдаются в том числе при выключенном испытуемом насосе). Из дальнейшего анализа они исключаются.

Спектрограмма секции погружного насоса ЭЦН7А-1250 при вязкости модельной жидкости 1 сСт приведена на рис. 6, где по оси абсцисс представлены значения зарегистрированных частот сигнала виброускорения (Гц), а по оси ординат – время регистрации спектра. На спектрограмме выделяется оборотная ча-

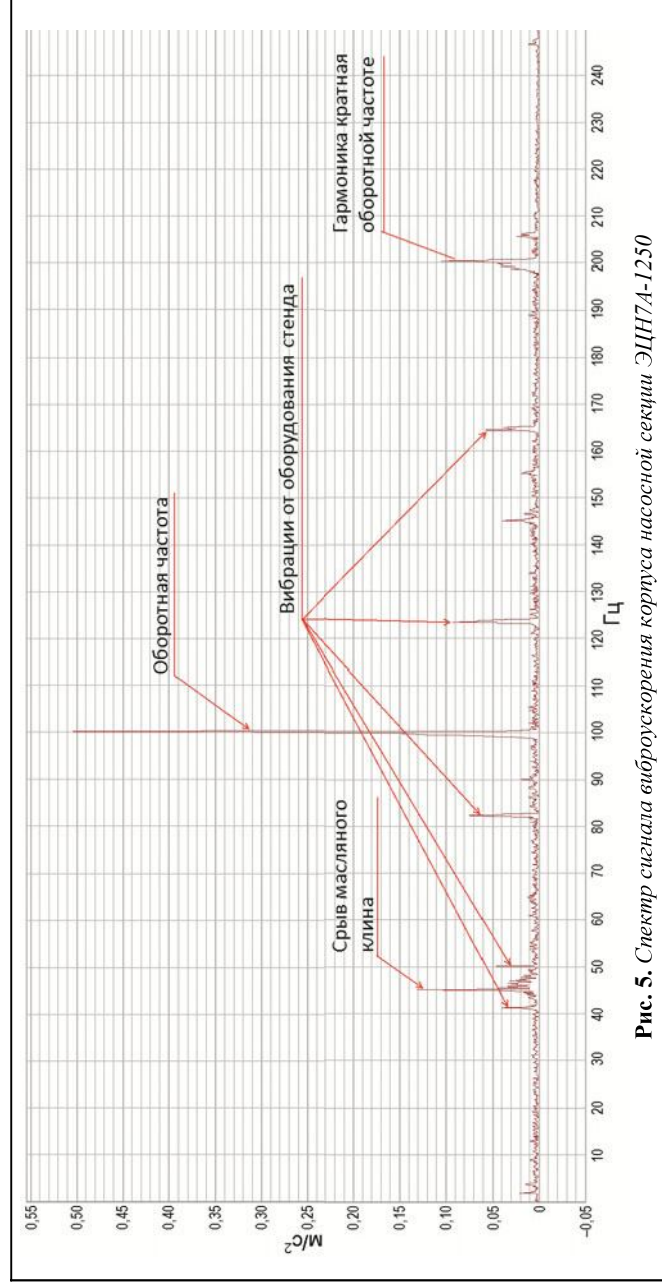


Рис. 5. Спектр сигнала виброускорения корпуса насосной секции ЭЦН7А-1250

ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

стота f_{06} , её кратные гармоники и дробные частоты (при наличии). Видно, что дробная гармоника с частотой $\sim 0,5f_{06}$ появляется при частоте вращения $f_{06} = 83$ Гц, то есть частота $f_{06} = 83$ Гц является точкой начала процесса автоколебаний масляного клина ("Oil whirl").

Вертикальные линии на спектрограмме (см. рис. 6) при частотах 40,9 Гц, 50 Гц, 81,9 Гц, 100 Гц, 123 Гц, 165 Гц – это постоянные составляющие вибрации оборудования стенда (присутствуют при выключенном испытуемом насосе).

Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты испытаний вязкости рабочей жидкости при различной вязкости рабочей жидкости

| № п/п | Температура модельной жидкости, °С | Вязкость модельной жидкости, сСт | Частота начала срыва масляного клина, Гц |
|-------|------------------------------------|----------------------------------|------------------------------------------|
| 1 | 0 | 370 | 0 |
| 2 | 20 | 140 | 20 |
| 3 | 80 | 1 | 80 |

Представим полученные результаты в графическом виде (рис. 7), где на оси абсцисс указаны значения частот начала срыва масляного клина (Гц), а на оси ординат – вязкость модельной жидкости (сСт). Сплошные линии – данные, полученные экспериментальным путём; штриховые – расчет устойчивости подшипников по Зоммерфельду [2, 4].

Зоной стабильной работы подшипника скольжения считаем диапазон частот ниже частоты начала срыва масляного клина ("Oil whirl") для экспериментальных данных. Для теоретического расчета устойчивости подшипника используется работа на частотах, при которых число Зоммерфельда S_0 не превышает критических значений $S_{0кр}$.

Анализ графиков, приведенных на рис. 7, показывает, что для насосной секции ЭЦН7А-1250 можно выделить зону стабильной и нестабильной работы. Известные расчетные методики устойчивости подшипников скольжения ЭЦН, работающих на высоковязких жидкостях, обуславливают получение результатов, существенно различающихся с экспериментальными.

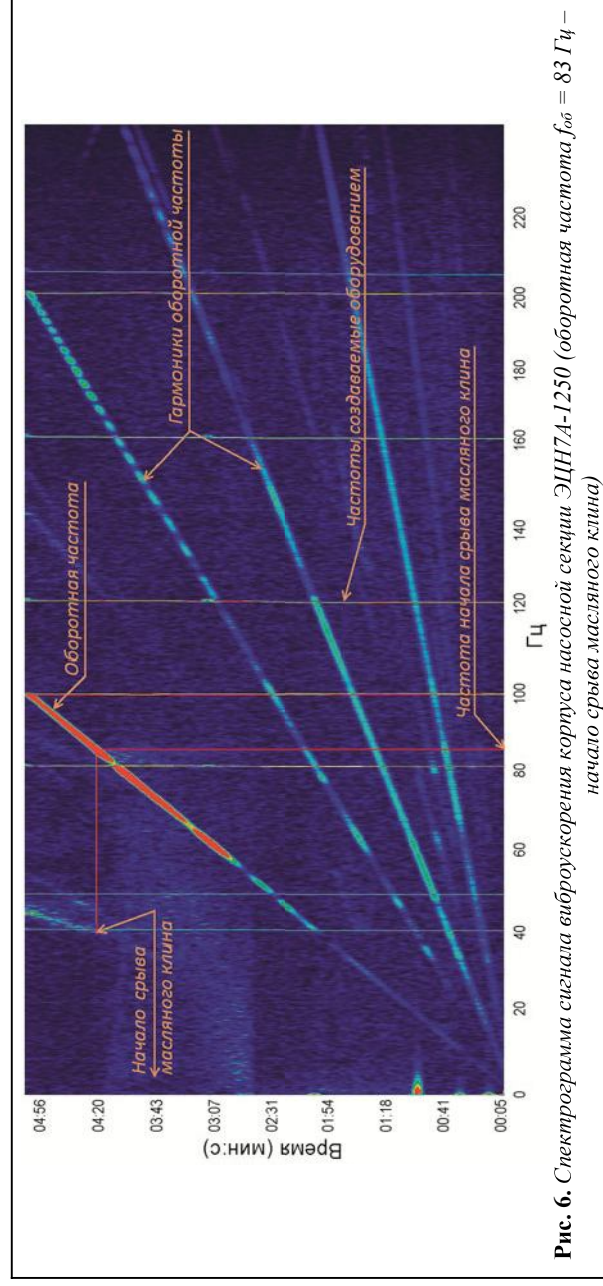


Рис. 6. Спектрограмма сигнала ускорения корпуса насосной секции ЭЦН7А-1250 (оборотная частота $f_{06} = 83$ Гц – начало срыва масляного клина)

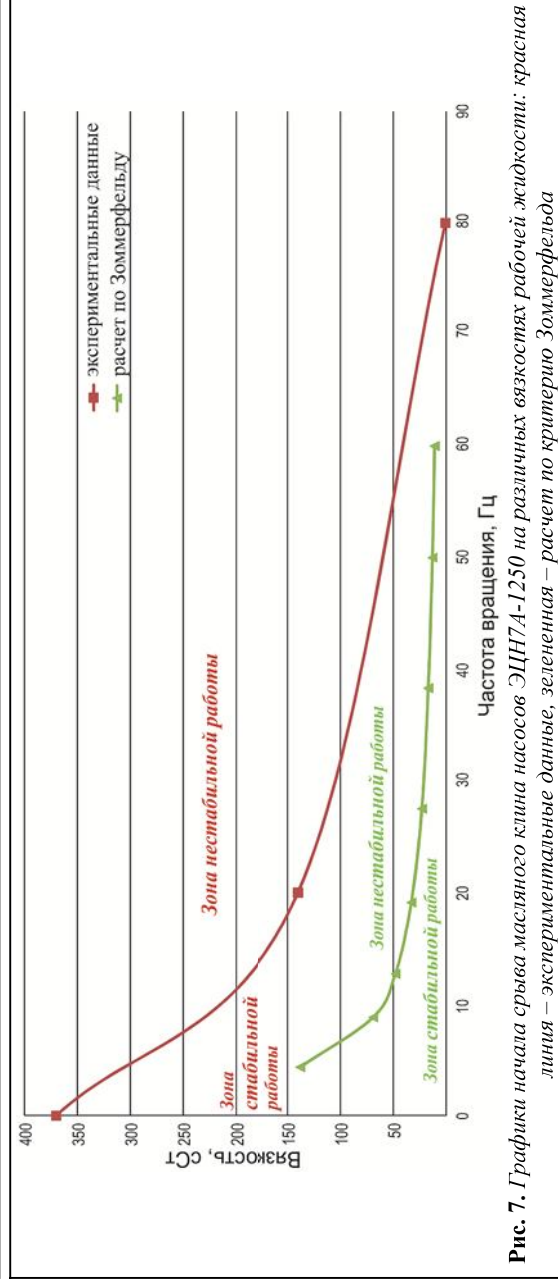


Рис. 7. Графики начала срыва масляного клина насосов ЭЦН7А-1250 на различных вязкостях рабочей жидкости: красная линия – экспериментальные данные, зеленая – расчет по критерию Зоммерфельда

ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

ми данными (чем выше вязкость, тем больше расхождение). Указанное определяет необходимость дальнейшего совершенствования методик расчета устойчивости подшипников ЭЦН при работе на высоковязких жидкостях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стандарт ISO 15551-1-2015. *Petroleum and natural gas industries. Drilling and production equipment.* – 2015.
2. ГОСТ ИСО 7902-1-2001. *Гидродинамические радиальные подшипники скольжения работающие в стационарном режиме.* – Введ. 2002–07–01. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 27 с.
3. Русов В.А. *Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам.* моногр. – Пермь, 2012. – 252 с.
4. Орлов П.И. *Основы конструирования: справ.-метод. пособие в 2 кн. Кн. 2.* – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.
5. Никифоров А.Н. *Проблемы колебаний и динамической устойчивости быстро вращающихся роторов // Вестн. научно-техн. развития.* – 2010. – № 3 (31). – С. 31–53.
6. Bently D.E., Hatch Ch.T. *Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics.* – Bently Pressurized Bearing Company, 2002. – Chapter 8. – P. 120–122.

LITERATURE

1. Standard ISO 15551-1-2015. *Petroleum and natural gas industries. Drilling and production equipment.* – 2015.
2. GOST ISO 7902-1-2001. *Gidrodinamicheskie radial'nye подшипники skol'zheniya rabotayushchie v stacionarnom rezhime.* – Vved. 2002–07–01. – M.: Izd-vo standartov, 2002. – 27 s.
3. Rusov V.A. *Diagnostika defektov vrashchayushchegosya oborudovaniya po vibratsionnym signalam: monogr.* – Perm', 2012. – 252 s.
4. Orlov P.I. *Osnovy konstruirovaniya: sprav.-metod. posobie v 2 kn. Kn. 2.* – M.: Mashinostroenie, 1988. – 544 s.
5. Nikiforov A.N. *Problemy kolebaniy i dinamicheskoy ustoychivosti bystrovrashchayushchikhsya rotorov // Vestn. nauchno-tekhn. razvitiya.* – 2010. – № 3 (31). – S. 31–53.
6. Bently D.E., Hatch Ch.T. *Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics.* – Bently Pressurized Bearing Company, 2002. – Chapter 8. – P. 120–122.
7. Subbiah R., Littleton J.E. *Rotor and structural dynamics of turbomachinery: a Practical Guide for Engineers and Scientists.* – Springer International Publishing, 2018. – 306 p.

Виктор Георгиевич Островский¹, канд. техн. наук, доцент
Артем Николаевич Мусинский¹, старший преподаватель
Дмитрий Игоревич Шишлянников¹, канд. техн. наук, доцент
Олег Борисович Юров², инженер-исследователь

¹ФГБОУ ВО "Пермский национальный исследовательский политехнический университет"
614990, Россия, Пермский край, г. Пермь, Комсомольский просп., 29.
E-mail: artem.musinskii@novometgroup.com;
²АО "Новомет-Пермь"
614065, Россия, Пермский край, г. Пермь, шоссе Космонавтов, 395.

Viktor Georgievich Ostrovsky¹, Cand. of tech. sci., associate professor
Artem Nikolaevich Musinsky¹, senior lecturer
Dmitry Igorevich Shishlyannikov¹, Cand. of tech. sci., associate professor
Oleg Borisovich Yurov², engineer-researcher

¹"Perm National Research Polytechnic University"
29, Komsomolsky prosp., Perm, 614990, Perm Region, Russian Federation.
E-mail: artem.musinskii@novometgroup.com;
²JSC "Novomet-Perm"
395, Kosmonavtov shosse, Perm, 614065, Perm Region, Russian Federation.