

**Выводы:**

1. На основе найденного аналитического решения задачи о притоке жидкости к трещине в анизотропном пласте показано, что если ось естественных трещин совпадает с осью образованной после ГРП, то анизотропия пласта негативно сказывается на эффективности гидроразрыва.
2. Данное негативное влияние при росте трещины тем сильнее, чем больше коэффициент анизотропии.
3. При учете коэффициента анизотропии, полученное значение дебита близко к фактическому на скважине.

**Литература**

1. Р.Д. Каневская. Математическое моделирование разработки месторождений нефти и газа с применением гидравлического разрыва пласта М.: Недра-Бизнесцентр, 1999. - 212 с.: ил. - ISBN 5-8365-0009-6.
2. Economides, Michael J. Unified fracture design : bridging the gap between theory and practice / Michael Economides, Ronald Oligney, Peter Valky/Orsa Press
3. Economides, Michael J. Petroleum production system/ Michael Economides, A. Daniel Hill, Christine Ehlig-Economides/1994 Printece-Hall PTR
4. Гидравлический разрыв пласта [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://oilloot.ru/77-geologiya-geofizika-razrabotka-neftyanykh-i-gazovykh-mestorozhdenij/94-gidravlicheskiy-razryv-plasta-grp> (дата обращения 05.12.15)
5. И.М. Абдурахманов, М.Г. Алишаев, Плоская стационарная фильтрация в пласте, разделенном прямолинейной трещиной. Изв.АН СССР. Механика жидкости и газа.-1973
6. Басниев К.С., Кочина И.Н., Максимов В.М. Подземная гидродинамика,- М.: Недра, 1993.-416 с.
7. Маскет М. Течение однородных жидкостей в пористой среде.-Москва.Ижевск:НИЦ»Регулярная хаотическая динамика»,2004.-608с.

**ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОВ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ  
НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ**

**В.М. Логиновских, Д.А. Черенцов**

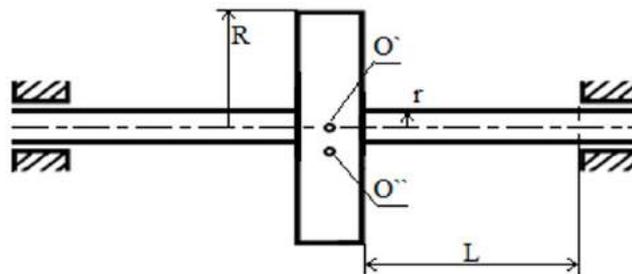
*Научный руководитель: доцент Воронин К.С.*

*ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», г. Тюмень, Россия*

Метод виброзащиты насосных агрегатов (НА) с помощью отстройки от резонансных частот, предполагает наличие значений свободных частот НА и частот возмущающей силы. В [1] свободные крутильные колебания цилиндрического вала с закрепленными на нем  $n$  дисками определены, пренебрегая массой вала по сравнению с массой диска.

Ниже представлена методика для определения свободных частот крутильных колебаний НА, полученная с помощью уравнения Лагранжа второго рода.

Схематично система изображена на рис. 1



**Рис. 1. Система - вал и жестко закрепленный диск**

За обобщенную координату принимается угол закручивания вала -  $\varphi$ .

Уравнение Лагранжа второго рода для свободных крутильных колебаний НА имеет следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = \frac{\partial T}{\partial \varphi} \quad (1)$$

где  $t$  - время, с;  
 $T$  - кинетическая энергия  
 $\Pi$  - потенциальная энергия.

Выражение для кинетической энергии системы - вал и жестко закрепленный диск будет складываться из кинетической энергии вращения вала и диска:

$$T = \frac{(M(R^2 + r^2) + m r^2)}{4} \dot{\varphi}^2 \quad (2)$$

где  $M$  - масса диска, кг;

- $R$  – внешний радиус диска, м;  
 $r$  – радиус вала, м;  
 $m$  – масса вала, кг.

Потенциальная энергия системы определится как:

$$\Pi = \frac{GI_p}{L} \varphi^2 \quad (3)$$

- где  $G$  – модуль упругости второго рода, Па;  
 $I_p$  – полярный момент инерции, м<sup>4</sup>;  
 $L$  – расстояние от подшипника до диска, м.

Подставляя выражения частных производных в уравнение Лагранжа, получим дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами:

$$\frac{(M(R^2 + r^2) + mr^2)}{2} \ddot{\varphi} + \frac{GI_p}{2L} \varphi = 0 \quad (4)$$

Значение частот свободных крутильных колебаний:

$$k = \sqrt{\frac{GI_p}{(M(R^2 + r^2) + mr^2)L}} \quad (5)$$

Таким образом, было получено выражение для определения частот свободных крутильных колебаний, позволяющих учесть все характеристики вала и диска.

Влияние соотношения массы диска и вала представлены на рисунке 2.

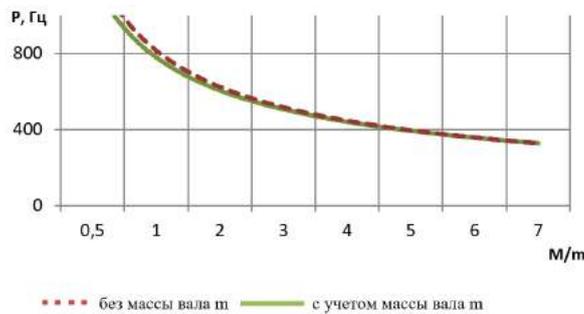


Рис. 2. Влияние отношения масс

Оценка влияния отношения радиусов диска и вала представлены на рис.3.

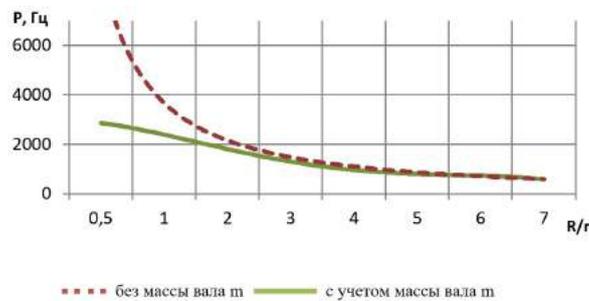


Рис. 3. Влияние отношения радиусов

Таким образом, была получена математическая модель колебательного движения НА, а также произведена оценка влияния различных характеристик на частоты свободных колебаний.

### Литература

1. Воронин К.С. Динамический механизм разрушения линейной части трубопровода при высокочастотном изменении давления. / Естественные и технические науки. 2011. № 5 (55). С. 208-211.
2. Воронин К.С., Земенков Ю.Д. Динамические предвестники нарушения геометрической формы газопровода. / Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2012. № 3. С. 70-72.
3. Дубнищев Ю.Н. Колебания и волны: учеб. пособие / Ю. Н. Дубнищев. - Москва: Лань, 2011. - 384 с.
4. Мирзаджанзаде А.Х. Теория колебаний в нефтепромысловом деле: учебное пособие для студентов вузов/ Институт компьютерных исследований; Ижевск, 2005. - 364 с.
5. Челомей В. Н. Вибрации в технике: справочник в 6 томах / Т. 3 : Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980. - 544 с.
6. Черенцов Д.А., Пирогов С.П. Исследование затухающих колебаний манометрической трубчатой пружины в вязкой среде. / Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2014. № 5. С. 66-72.
7. Яблонский А.А. Курс теории колебаний: учебное пособие / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. - 4-е изд., стер. - СПб. ; М. ; Краснодар : Лань, 2003. - 248 с.