

параметрами и материалом изготовления. Программа выдает значения деформаций, максимальных напряжений, первой собственной частоты колебаний коренного вала и еще ряд величин.

Кроме этого для сравнения целесообразности применения одной из схем компоновки было рассмотрено влияние гироскопического момента на собственные частоты колебаний ротора. При учете гироскопического момента высоконагруженных роторов осевых вентиляторов с расположением рабочего колеса на расстоянии не более 900 мм от радиально-упорной подшипниковой опоры и компоновке ротора без трансмиссионного вала собственные частоты колебаний ротора повышаются на 35%, а при компоновке ротора с трансмиссионным валом в два раза.

В результате ряда проведенных исследований была определена рациональная схема компоновки высоконагруженных роторов осевых вентиляторов – традиционная схема с трансмиссионным валом.

На подшипниковые опоры ротора действуют радиальные нагрузки, вызванные массовыми характеристиками ротора и осевые нагрузки, вызванные аэродинамическими силами и действием механизма поворота лопаток рабочего колеса. При повышении окружных скоростей вращения по концам лопаток до 160 м/с значительно увеличиваются осевые нагрузки на радиально-упорную подшипниковую опору при регулировании и реверсировании режима работы вентилятора. При этом радиально-упорные подшипники, могут не удовлетворять требованиям необходимой долговечности и не проходить по грузоподъемности, вследствие чего необходим регламент по регулированию и реверсированию вентиляторов главного проветривания.

Согласно РД-03-427-01 ГОСГОРТЕХНАДЗОРа требуемый нормативный срок службы для вентиляторных установок главного проветривания с диаметром рабочего колеса от 2500 до 3150 мм составляет 25 лет, для вентиляторных установок с диаметром рабочего колеса более 3150 мм – 30 лет.

В результате ряда проведенных исследований было определено, что для обеспечения нормативного ресурса работы подшипниковых опор высоконагруженных осевых вентиляторов при высоких окружных скоростях вращения регулирование и реверсирование воздушного потока необходимо производить на выбеге вентилятора, когда частота вращения ротора уменьшится не менее чем в два раза.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований разработаны параметрические модели лопаточного узла с высоким уровнем адаптации и корпуса рабочего колеса для ряда исследуемых высоконагруженных машин, позволяющие проектировать рабочее колесо со сдвоенными листовыми лопатками для любого необходимого типоразмера вентилятора с диаметром от 3000 до 5000 мм с окружными скоростями до 160 м/с. Определена рациональная схема компоновки ротора и введены ограничения по его частоте вращения при регулировании и реверсировании воздушного потока. Все это позволяет значительно увеличить эксплуатационные характеристики и надежность осевых вентиляторов главного проветривания шахт.

Литература.

1. Петров Н.Н. Разработка научных основ и освоение производства нового ряда осевых вентиляторов / Н.Н. Петров, Н.А. Попов, Е.Ю. Русский // ФТПРПИ. – 2007 - № 3.
2. Красюк А.М. Динамика и прочность сдвоенных листовых лопаток осевых вентиляторов / А.М. Красюк, Е.Ю. Русский // Горное оборудование и электромеханика, 2009 – № 7, с. 52 - 56.
3. Красюк А.М. К оценки прочности высоконагруженных рабочих колес крупных шахтных осевых вентиляторов / А.М. Красюк, Е.Ю. Русский, Н.А. Попов // ФТПРПИ. – 2012 - № 2.
4. Петров Н.Н. Оценка прочности адаптивного лопаточного узла высоконагруженных шахтных осевых вентиляторов / Н.Н. Петров, Н.В. Панова // ФТПРПИ. – 2013. – №1. – С.127 – 137.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ГЕОХОДА С НОЖЕВЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ

*В.Ю. Садовец, к.т.н., доц., В.Ю. Бегляков, к.т.н., доц., А.Б. Ефременков, к.т.н., доц.
Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского
Томского политехнического университета
652055, Кемеровская обл., г. Юрга, ул. Ленинградская, 26, тел. 8(38451)-6-05-37
E-mail: vsadovec@yandex.ru*

При моделировании кинематики движения геолода по трассе выработки (координатных составляющих скорости), была определена полная группа уравнений колебаний корпуса геолода [1]. Представленный метод [2] позволяет заранее получить правила проведения и трактовки результатов вибродиагностики без поиска аналогий для оригинальной по конструкции машины.

Целью работы является: обоснование выбора динамической модели для описания траектории движения точек ножевого исполнительного органа геохода.

Для выбора конкретной динамической модели при проведении прочностных расчетов, следует рассмотреть возможные варианты отклонения траектории движения геохода от заданной. Они могут возникать на выходе привода геохода, содержащего дефекты [2].

Модели кинематики позволяют получить уравнения переносного движения инструмента, отстоящего на радиус R от оси выработки $X_{II}(t) = V_x(t)R$, $Y_{II}(t) = V_y(t)R$

Примеры вариантов динамических процессов, возникающих на оси вращения геохода и существенно различающихся между собой по типу переносных колебаний, представлены на рис. 1. Полный спектр вариантов динамических моделей представлен в работе [2]

Необходимо подчеркнуть, что: 1) модели формирования колебаний в приводе являются между собой линейно независимыми [3]; 2) на графиках видны очевидные амплитудные отличия; 3) по положению экстремумов отмечается разнообразие форм колебаний. Таким образом, обосновывается постановка задачи о необходимости перебора всех возможных вариантов состояний для получения надежных результатов расчетов [4].

Для моделирования относительных колебаний машины в плоскости, перпендикулярной к оси выработки, используем определение

$$X(t) = \int_0^t V_x(\vartheta) d\vartheta; \quad Y(t) = \int_0^t V_y(\vartheta) d\vartheta \quad (1)$$

Как и в работе [1], наиболее опасный вид движения возникает в случае состояния и модели №3. Уравнения колебаний по координатным осям

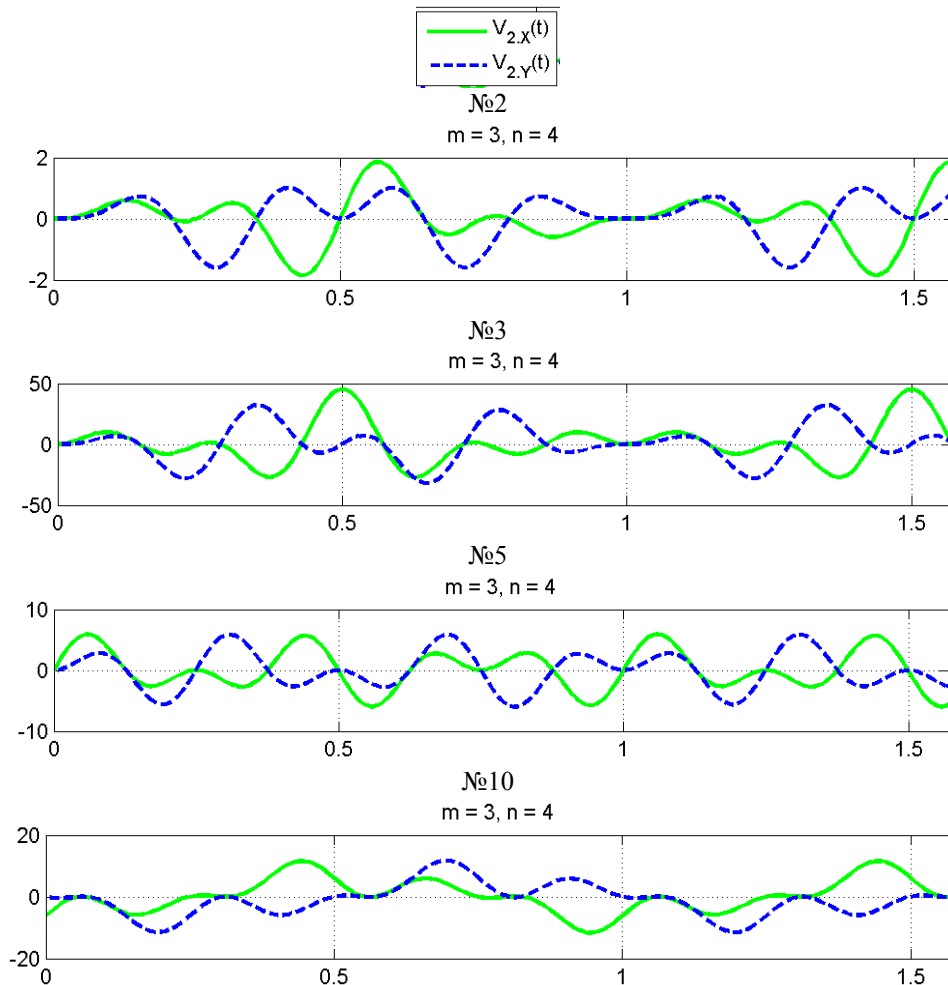


Рис. 1. Иллюстрации возможных типов переносных колебаний исполнительного органа геохода

В результате можно выделить наиболее опасные виды колебаний (рис.2), разнообразные как по амплитуде, так и по форме.

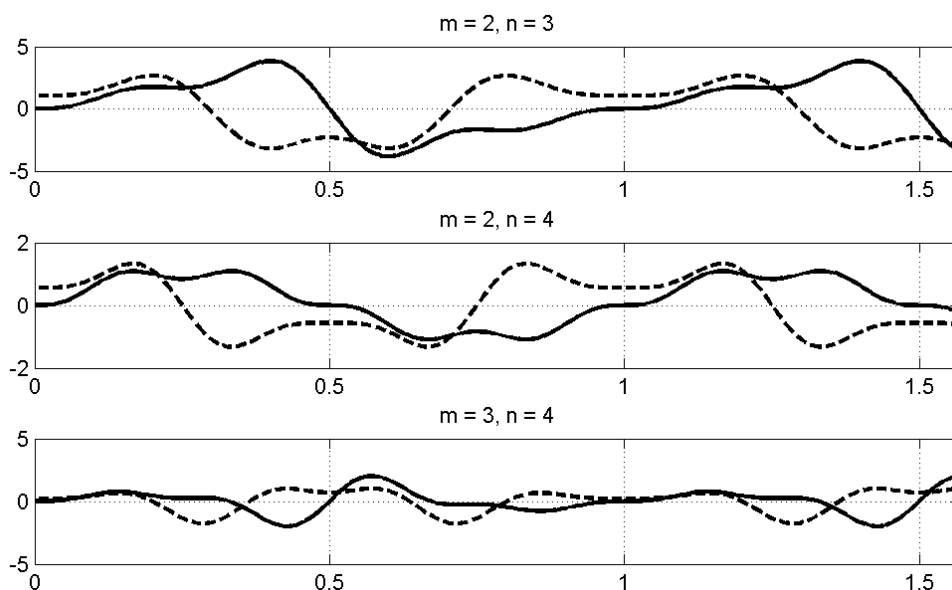


Рис. 2 Примеры наиболее опасных видов колебаний по модели №3

Если образовать из этих координатных составляющих соответствующую суперпозицию, то получаем модели траекторий (в виде годографов), по которым движется ось геохода относительно оси выработки (рис. 3) под действием силовых домкратов [5].

Главную особенность траекторий составляют особые точки, в которых имеют место разрывы производной dY/dX или, иначе, резкие изменения направления движения точек ножевого исполнительного органа. На практике проявляется угловая суперпозиция переносного и относительного движений, и при больших радиусах геохода особые точки годографа проявляются гораздо слабее [6].

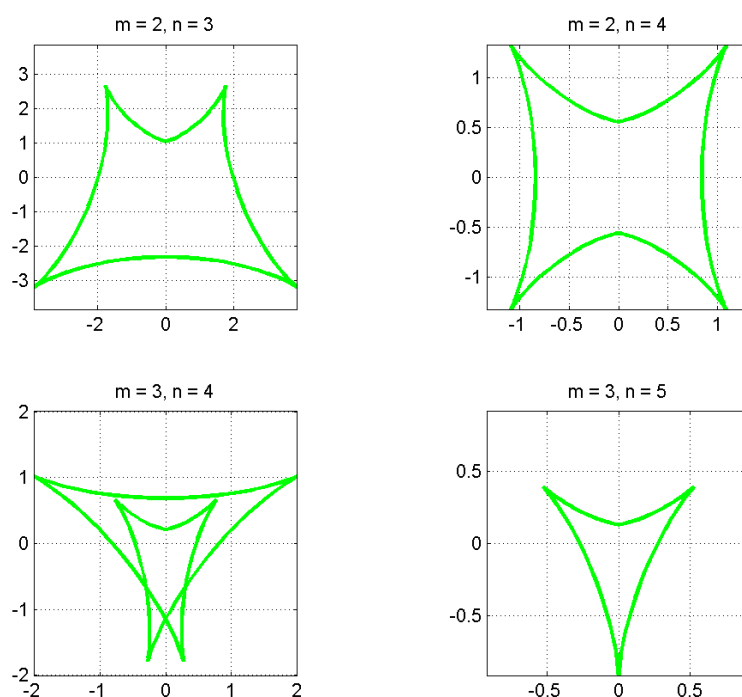


Рис. 3 Траектории оси машины при относительных колебаниях для модели №3 состояния привода

Геометрические неточности в установке и разброс характеристик домкратов поворота (особенно при их значительном числе) могут привести к тому, что почти ударные воздействия будут перераспределяться в широкой зоне работы ножа исполнительного органа, обеспечивая эффективное разрушение в отдельных, сосредоточенных зонах [7].

При возникновении динамических эффектов возникают пульсации на траектории движения геолода. Стоит отметить, пульсации на траектории возникают и без динамических эффектов.

В то же время возникающие пульсации могут привести к ухудшению работы ножей исполнительного органа и увеличению необходимых усилий резания, вследствие отклонения углов резания от номинального значения.

Для учета влияния погрешностей, вызванных приводом геолода, на силовые параметры резания введем определяемый коэффициент запаса [8].

Согласно методике расчета сил резания по опытным коэффициентам [9], каждому углу резания соответствует свой коэффициент φ_0 , учитывающий свойства разрушаемого горного массива и угол резания. При возникновении погрешности угол резания определится выражением $\delta_{oo} = \delta_0 + \Delta\beta$, и этому углу будет соответствовать свой коэффициент φ_{oo} , учитывающий влияния угла резания.

Тогда коэффициент, учитывающий влияние динамических погрешностей привода на силовые параметры ножевого исполнительного органа, назовем его коэффициентом запаса, будет равен

$$\xi = \frac{\varphi_{oo}}{\varphi_0} > 1.$$

Выводы.

Динамические эффекты, возникающие в приводе, вызывают изменение траектории движения геолода. Отклонение от заданной траектории приводит к изменению геометрических параметров резания, что безусловно влияет на силовые параметры резания. Влияние динамических эффектов в приводе геолода на силовые параметры исполнительного органа, учитывается коэффициентом запаса ξ .

Возникновение динамических эффектов в приводе геолода приводит не только к изменению траектории движения ножей, но и изменению геометрических параметров резания ножевым исполнительным органом, а, следовательно, и силовых параметров резания. Учет возникающих пульсаций представляется сложным и требует большого объема дополнительных исследований.

Литература.

1. Аксенов В.В., Садовец В.Ю. Моделирование кинематики геолода / Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2006. № 6. С. 37-39.
2. Садовец В.Ю. Обоснование конструктивных и силовых параметров ножевых исполнительных органов геолодов // диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Кемерово, 2007 с. 158
3. Aksekov V. V., Blashchuk M. Y., Dubrovsky M. V. Estimation of torque variation of geohod transmission with hydraulic drive // Applied Mechanics and Materials. - 2013 - Vol. 379. - p. 11-15
4. Логов А.Б., Замараев Р.Ю. Математические модели диагностики уникальных объектов / Новосибирск, – Издательство СО РАН, 1999. – 228 с.
5. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Садовец В.Ю., Тимофеев В.Ю., Бегляков В.Ю., Блащук М.Ю. Формирование требований к основным системам геолодов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) = Mining informational and analytical bulletin (scientific and technical journal). 2009. Т. 10. № 12. С. 107-118.
6. Aksekov V.V., Efremenkov A.B., Beglyakov V.Y. The influence of relative distance between ledges on the stress-strain state of the rock at a fase // Applied Mechanics and Materials. 2013. Т. 379. С. 16-19.
7. Аксенов В.В., Садовец В.Ю., Ефременков А.Б., Бегляков В.Ю. Влияние динамических процессов на силовые параметры исполнительного органа геолода / Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2010. Т. 3. № 12. С. 164-178.
8. Садовец В.Ю. Обоснование конструктивных и силовых параметров ножевых исполнительных органов геолодов // автореф. дисер. к.т.н. Кузбасс. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2007. с. 17
9. Ветров Ю.А. Расчет сил резания и копания грунтов. – Киев: Изд-во Киев. Ун-та, 1985. 251 с.