

Самый простой способ уменьшения ударного импульса – снижение твердости материалов зубьев ремня и шкива. Применение шкивов, рабочая часть которых выполнена из синтетического материала (фторопласт, нейлон), приводит к снижению шума в 1,2-1,3 раза.

Для уменьшения влияния аэродинамической составляющей звукового давления необходимо: обеспечить беспрепятственный выход воздуха из межзубных впадин при его сжатии (отвод воздуха сверлением каналов в теле шкива, устройство кольцевых канавок в теле реборд для отвода воздуха на наружную поверхность ремня, изготовление шкивов из пористых материалов; обеспечить минимальную величину сжимаемого воздуха (достигают путем выполнения впадины с глубиной равной высоте зуба ремня, при этом объем воздуха, закрытый и сжимаемый во впадине зуба, будет минимальным).

Так как наибольшей ударной деформацией при входе в зацепление подвержены зубья ремня, то модификация их наружной поверхности приведет к ощутимым результатам. Так, покрытие ремня противоударным слоем из термопластичных полимеров либо нанесение на поверхности зубьев дополнительных слоев резины 1-2 мм, приводит к снижению шума до 10дБ.

Таким образом, изложенные аспекты предполагают колебания одним из основных источников возникновения шума в зубчато-ременной передаче.

Литература

1. Сабанчиев Х.Х. Теория, расчет и проектирование зубчато-ременных передач: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02/Спб. гос. техн. ун-т.–Спб., 1991.–32с.
2. Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Никончук А.Н. Разработка и исследование принципов формирования новых типов передач из неметаллических материалов. Разработка теоретических основ инженерного расчета механических приводов с улучшенными экологическими характеристиками. М., 2000. – 286 с.
3. Баханович А.Г. Повышение несущей способности и долговечности зубчато-ременных передач путем выбора их рациональных параметров: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02/Ин-т надежности машин НАН Республики Беларусь.–Мн., 1998.–22с.
4. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи.– Мн.: Наука и техника, 1985.– 383с.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЧАСТОТЫ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВЕТВИ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

В.Н. Авсиевич, А.Г. Баханович

Научный руководитель – д.т.н., профессор *А.Т. Скойбеда*

Белорусский национальный технический университет

При работе зубчато-ременной передачи происходит воздействие на ее элементы комплекса динамических нагрузок /1/. Целью данной работы является определение частоты поперечных колебаний ветви зубчато-ременной передачи с учетом коэффициента неравномерности распределения массы ремня.

Колебания ветви ремня объясняются ударной природой входа зубьев ремня и шкива в зацепление, а также взаимодействием вершин зубьев шкива с межзубными впадинами ремня /2,3/.

При исследовании устойчивости колебаний ветвей зубчато-ременной передачи определяют собственные частоты колебаний ветвей:

$$\omega_n = \left[\delta^2 + \left(\frac{\pi n}{l} \right)^2 (V_p^2 \kappa + (c^2)) \right]^{0.5} + f_s$$

где $n=1,2,3\dots$;

δ – коэффициент колебаний ветви ремня, определяемый после экспериментального установления амплитуд соседних затухающих колебаний;

l – длина ветви ремня;

c – фазовая скорость распространения изгибных волн в ремне;

V_p – скорость движения ремня;

k – коэффициент, характеризующий отношение жесткости опор и ремня;

f – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения массы ремня.

Химико-физические свойства полимеров объясняют суть поправочного коэффициента f . Если рассмотреть зубчатый ремень в виде множества элементарных участков, то данные образцы из одного и того же полимера будут отличаться друг от друга по структуре. Так, у элементарного ремня с меньшей массой обнаружится большее количество молекулярных дефектов в виде концов макромолекул с низкой степенью ориентации, разрывов межмолекулярных связей и других факторов:

$$f = \frac{m_{\max} - m_{\min}}{m_{\text{cp}}}$$

где m_{\max} , m_{\min} – массы двух соседних элементарных участков ремня;

m_{cp} – усредненная масса соседних элементарных участков ремня:

$$m_{\text{cp}} = \frac{m_{\max} + m_{\min}}{2}$$

Изучение динамики процессов, происходящих при работе зубчато-ременных передач, позволит создать высоко эффективные типы зубчато-ременных передач с пониженными колебательными и шумоизлучающими характеристиками.

Литература

1. Сабанчиев Х.Х. Теория, расчет и проектирование зубчато-ременных передач: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02/Спб. гос. техн. ун-т. – Спб., 1991. – 32с.

2. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи. – Мн.: Наука и техника, 1985. – 383с.

3. Баханович А.Г. Повышение несущей способности и долговечности зубчато-ременных передач путем выбора их рациональных параметров: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02/Ин-т надежности машин НАН Республики Беларусь. – Мн., 1998. – 22с.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДОВ ВОМ ТРАКТОРОВ МОЩНОСТЬЮ 45 и 58 л. с.

Ю.И. Карпова, Е.З. Смольская

Научный руководитель – к.т.н., доцент *А.М. Статкевич*

Белорусский национальный технический университет

В настоящее время в сельском хозяйстве нашей страны происходят существенные преобразования, которые привели к появлению различных форм его ведения. С появлением новых форм собственности и организации труда, развитием кооперативных и арендных форм производства, созданием крестьянских, фермерских хозяйств и небольших животноводческих ферм привело к увеличению потребности в малогабаритных энергонасыщенных тракторах.

Данная работа посвящена исследованию динамических процессов, происходящих в приводе вала отбора мощности (ВОМ) при его работе с энергонасыщенными машинами. Целью работы является на основании проведенных исследований динамических процессов в приводе вала отбора мощности при его включении и разгоне рабочих органов энергонасыщенных машин обосновать параметры системы управления.

Для достижения поставленной цели важно располагать программным комплексом, который позволил бы оценивать возможность осуществления разгона тракторного агрегата и активных рабочих органов сельхозмашин. Имитационное математическое моделирование работы машино-тракторных агрегатов позволяет в краткие сроки получить характер нагрузочных режимов и обосновать выбор рациональных параметров, как отдельных конструктивных элементов, так и всего привода. Математическое описание процессов, происходящих в принятой динамической схеме, проводилось на основе уравнений Лагранжа. На основании математической модели разработан алгоритм и программа расчета оценочных