

Учет относительного перемещения жидкости в резервуаре выполнен с помощью модели, в которой жидкость заменяется эквивалентным твердым телом и сила взаимодействия жидкости с емкостью прямо пропорциональна относительному перемещению тела. Из анализа зависимости массы эквивалентного груза от уровня заполнения резервуара установлено, что для рассматриваемой емкости масса эквивалентного твердого груза, соответствующего второй частоте колебаний жидкости, на порядок меньше, чем первой. Следовательно ее учет не будет оказывать существенного влияния на движение системы. Поэтому учитывалась подвижность только той части массы жидкости, которая соответствует движению с первой частотой собственных колебаний.

Таким образом, в математическую модель наряду с дифференциальными уравнениями движения транспортного средства вошло уравнение колебаний центра масс жидкости, причем в качестве переносного движения принято перемещение этой точки вместе с агрегатом, в качестве относительного — колебания жидкости относительно емкости.

Для того чтобы невозмущенное движение агрегата было асимптотически устойчивым, необходимо и достаточно, чтобы все корни характеристического уравнения имели отрицательные вещественные части. Если среди корней этого уравнения имеется хотя бы один с положительной вещественной частью, то невозмущенное движение неустойчиво. С учетом этого получены выражения, позволяющие установить диапазон изменения параметров конструкции, при котором обеспечивается устойчивость прямолинейного движения машины с навесной емкостью для жидкости.

Кроме того разработана компьютерная модель рассматриваемого транспортного средства в среде инженерного пакета ADAMS. С ее помощью выполнено исследование переезда автомобиля с навесной емкостью через одиночную неровность. Для моделирования жидкости использована дискретно-массовая модель. В качестве исходных данных для этого исследования принято: масса транспортного средства — 8 т, масса емкости для жидкости — 100 кг, масса транспортируемой жидкости — 650 кг. Предполагалось, что к ведущим колесам с радиусом 70 см приложены вращающие моменты 10 кН·м.

Выполнено исследование зависимости амплитуд относительных скорости и ускорения центра масс жидкости в зависимости от высоты переезжаемой неровности, имеющей форму волны синусоиды. Результаты расчетов, выполненных как с учетом рессорного подвешивания на ведомых колесах, так и без него, показали, что при высотах неровностей, не превышающих 3 см, амплитуды скоростей и ускорений рассматриваемой точки малы. При увеличении высоты неровностей до 5 см наблюдается существенный рост скоростей и ускорений. Расчеты показали, что при высотах неровностей от 5 до 11 см исследуемые параметры изменяются незначительно, причем постановка рессор позволяет существенно снизить амплитуду колебаний на 30 % и более. И, наконец, при дальнейшем повышении высоты неровностей наблюдается значительный рост ускорения, обусловленный ударом о неровность. Максимальная высота переезжаемой неровности оказалась равной 15 см.

Таким образом, в результате выполнения работы разработаны аналитическая и компьютерная модели движения транспортного средства с навесной емкостью для жидкости. Особенностью разработанных моделей является учет относительного перемещения жидкого груза с помощью дискретно-массовых аналогов. Получены выражения, позволяющие установить диапазон изменения параметров конструкции, при котором обеспечивается устойчивость прямолинейного движения сельскохозяйственной машины. Кроме того выполненное компьютерное моделирование переезда транспортного средства через неровность продемонстрировало возможность оптимизации параметров рессорного подвешивания транспортного средства, исходя из особенностей транспортировки жидких грузов.

Полученные результаты могут быть использованы при доработке конструкции навесного оборудования и разработке технических условий эксплуатации универсального энергетического средства с агрегатом, содержащим жидкость.

Работа выполнена в рамках Государственной программы комплексных научных исследований "Механика", задание "Механика 2.46".

УДК 531.43/46+539.388.1+539.43+625.03

ДЕФОРМАЦИОННЫЙ ПОДХОД К АНАЛИЗУ ТРЕНИЯ В СИЛОВЫХ СИСТЕМАХ

С. С. ЩЕРБАКОВ

Белорусский государственный университет

В. В. КОМИССАРОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Разработан деформационный подход к теоретическому анализу трения в силовой системе, который принимает во внимание объединенное действие нормальных p и касательных q контактных усилий на площадке контакта S , обусловленное и контактной, и изгибной нагрузками. Далее находим суммарные в области кон-

такта нормальные и касательные перемещения и их распределения, зная которые, получаем коэффициент трения в силовой системе

$$f = \frac{1}{S} \int_S f^{(*)}(S) dS, \quad (1)$$

где коэффициент трения в точке

$$f^{(*)} = f^{(*)}(F_b, p_0, x, y) \quad (2)$$

зависит от контактной (p_0) и изгибной (F_b) нагрузок.

После преобразований уравнение (1) представляется в следующем виде:

$$f = f^{(c)} + f^{(b)} = f^{(c)} \left[1 + k_{\sigma/p} \left(\frac{\sigma_{yy}^{(b)}}{p_0} \right) \right] \quad (3)$$

где $f^{(c)}$ и $f^{(b)}$ – коэффициенты трения, обусловленные соответственно контактной (c) и внеконтактной (b) нагрузками; $k_{\sigma/p}$ – функция, зависящая от отношения действующих в области контакта перемещений, вызванных внеконтактной и контактной нагрузками; $\sigma_{yy}^{(b)} / p_0$ – индекс трения (индекс Сосновского), определяемый соотношением изгибных напряжений и давления в центре площадки контакта.

Для определения $k_{\sigma/p}$ предложено два разных подхода, которые дают одинакового вида функции

$$k_{\sigma/p}^{(1)} \left(\frac{\sigma_{yy}^{(b)}}{p_0} \right) = \frac{P_b^{(1)}}{F_c} = \frac{3P_b^{(1)}S}{2\pi p_0 a^2} = \frac{3\nu}{\pi a^2} \frac{\sigma_{yy}^{(b)}|_{z=0}}{p_0}; \quad (4)$$

$$k_{\sigma/p}^{(2)} \left(\frac{\sigma_{yy}^{(b)}}{p_0} \right) = \frac{P_b^{(2)}}{F_c} = \frac{3\nu a R_2}{2\pi a^2 (1 - \nu^2)} \frac{\sigma_{yy}^{(b)}|_{z=0}}{p_0}, \quad (5)$$

где ν – коэффициент Пуассона; a – характерный размер площадки контакта.

Для условий проведенных экспериментальных исследований функции (4) и (5) сводятся к формулам

$$k_{\sigma/p}^{(1)} = 0,225 \frac{\sigma_{yy}^{(b)}|_{z=0}}{p_0}; \quad (6)$$

$$k_{\sigma/p}^{(2)} = 0,787 \frac{\sigma_{yy}^{(b)}|_{z=0}}{p_0}. \quad (7)$$

Таким образом, в силовой системе – при одновременном действии контактной и внеконтактной нагрузок – трибофатический коэффициент трения качения f_R в зоне растяжения уменьшается по сравнению с коэффициентом чистого трения качения, а в зоне сжатия, напротив, увеличивается:

$$f_r(\sigma_{yy} > 0) < f_r^{(c)}; \quad (8)$$

$$f_r(\sigma_{yy} < 0) > f_r^{(c)}. \quad (9)$$

При наличии в системе внеконтактной нагрузки (σ_{yy}) коэффициент трения зависит от контактной нагрузки (p_0) таким образом, что при ее увеличении для $\sigma_{yy} = \text{const}$ имеем $f_c \rightarrow f_r^{(c)}$. Наибольшее отношение коэффициента трения в силовой системе от коэффициента трения в паре трения будет при наибольшем абсолютном значении соотношения $\sigma_{yy}^{(b)} / p_0$.

В количественном отношении изменение коэффициента трения в аналитическом решении имеет тот же порядок, что и в экспериментах: для $k_{\sigma/p}^{(1)}$ данное изменение составляет до 20 %, а для $k_{\sigma/p}^{(2)}$ – до 60 %.