

РАСЧЕТ ДИАПАЗОНА ТЯГОВЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ УНИВЕРСАЛЬНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА С ИЗМЕНЯЮЩЕЙСЯ ГЕОМЕТРИЕЙ ХОДОВОГО УСТРОЙСТВА

Ковалевич П.В.

Научный руководитель – доцент, к.т.н. Минин В.В.

Сибирский федеральный университет

Объектом исследований является универсальный малогабаритный погрузчик (УМП) с бортовым поворотом. По государственному стандарту:

- малогабаритным погрузчиком является «погрузчик с эксплуатационной массой менее или равной 4 500 кг, который разработан для эксплуатации в ограниченном пространстве, где требуется повышенная маневренность;
- погрузчиком с бортовым поворотом – погрузчик с жесткими осями, управляемый посредством изменения частоты вращения и (или) направления вращения частей движителя, расположенных на противоположных сторонах машины.

Одним из недостатков существующих конструкций ходового устройства УМП является плохая управляемость машины на твердых и скользких поверхностях. Для устранения этого явления возможно применение конструкции ходового устройства представленном на рис. 1.

Целью предварительных исследований является определение рациональных параметров движителя УМП с изменяемой в плане геометрией расположения колес для оснащения их льдоскалывающими рабочими органами.

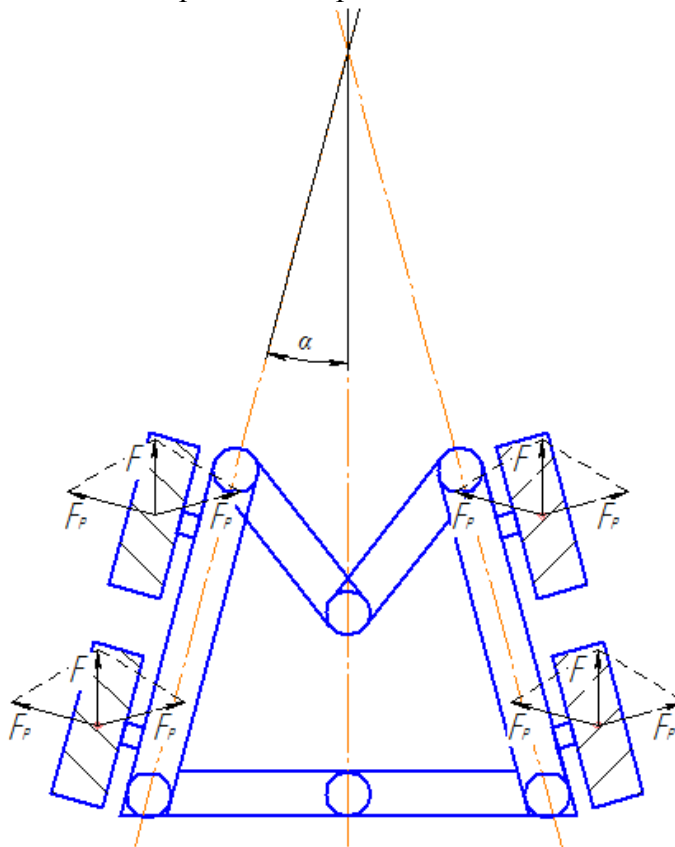


Рис. 1. Вариант конструкции ходового устройства УМП (F – сила тяги колеса, F_p – боковая сила реакции колеса (резания), α – угол наклона колес к оси симметрии УМП)

При моделировании в идеализированном виде такое ходовое устройство представляется в виде клина имеющего угол наклона колес α правого и левого бортов к оси симметрии УМП.

Определяем боковые силы резания по известной формуле:

$$F_p = \frac{F}{2\sin(\alpha)},$$

где F – сила тяги колеса, F_p – боковая сила реакции колеса (резания).

Для определения диапазона изменения угла α при котором возникают максимальные боковые усилия применен метод математического анализа в среде программирования MathCad. Исследовались возможности переоснащения механизма хода УМП обладающих эксплуатационной массой (силой тяжести) от 1000 кг до 4000 кг (рис. 2).

Выявлен значительный рост значений боковых сил реакции колес (резания) в диапазоне малых углов наклона (от 1 до 5 градусов).

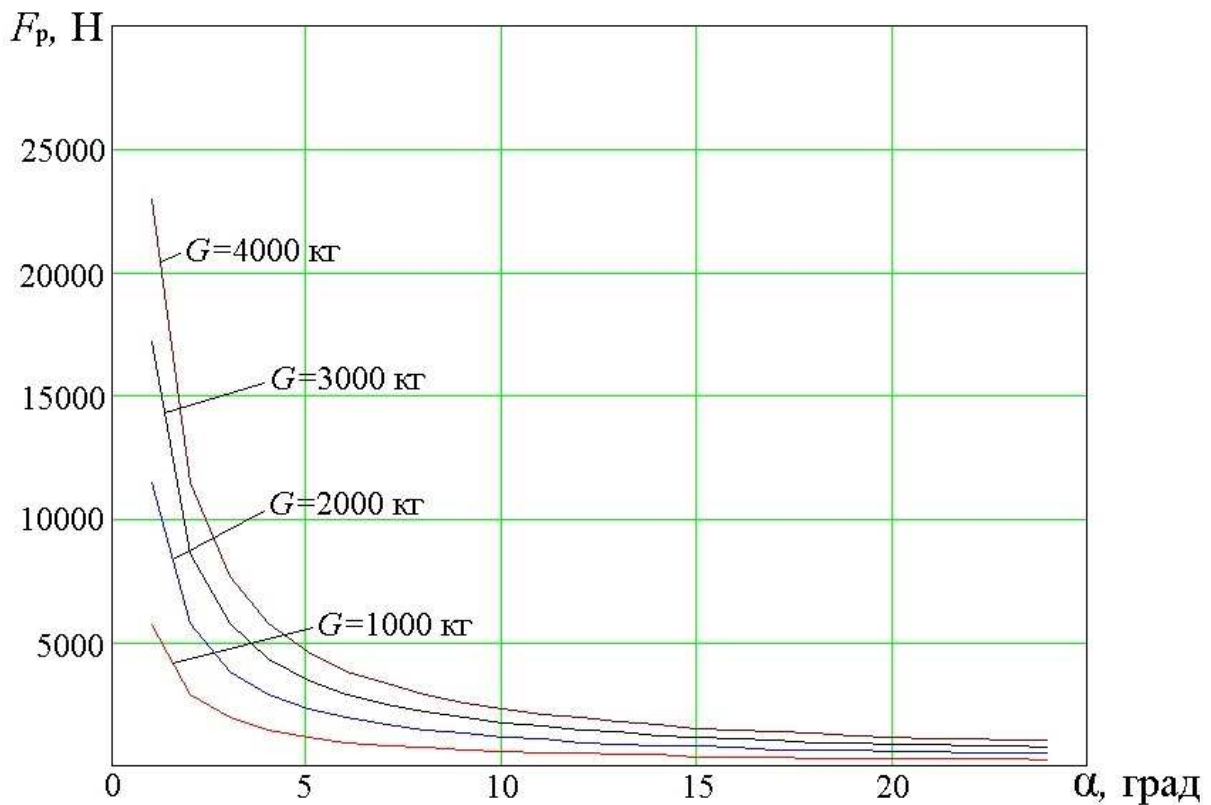


Рис. 2. Зависимость боковых сил реакции задних колес (резания) от угла наклона колес к оси симметрии УМП (F_p – боковая сила реакции колеса (резания), α – угол наклона колес к оси симметрии УМП, G – масса УМП)

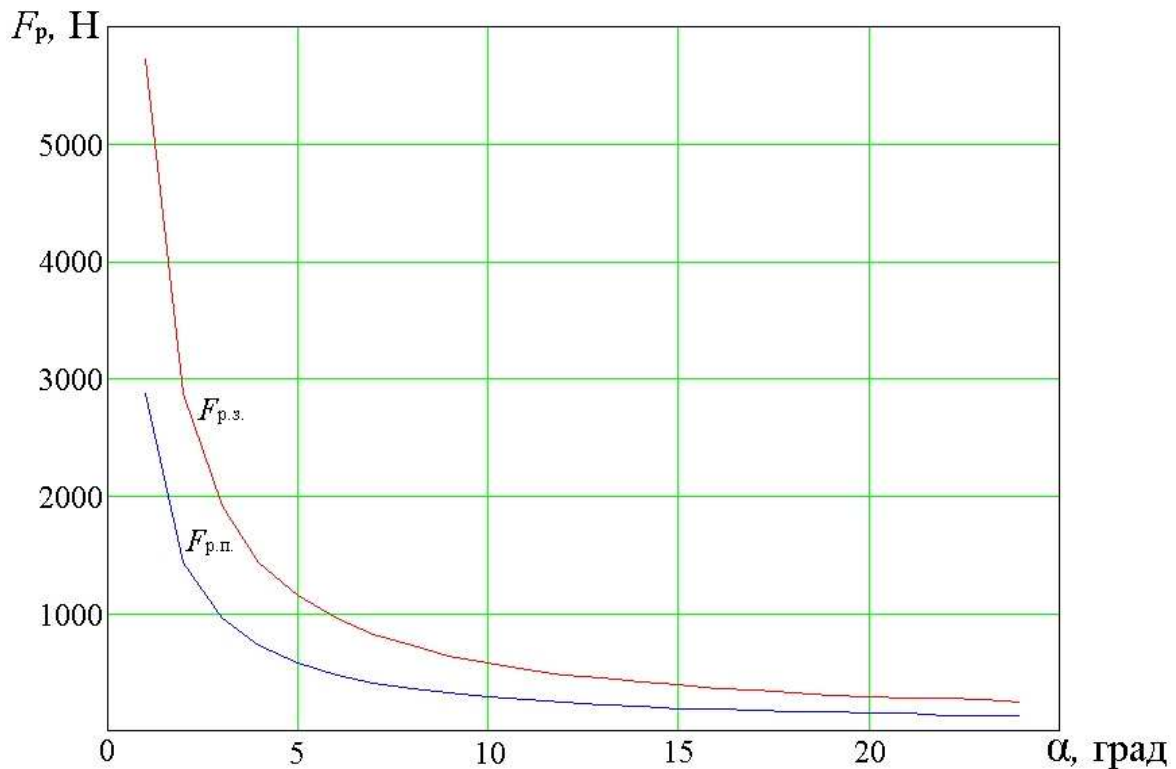


Рис. 3. Зависимость боковых сил реакции колес (F_p – боковая сила реакции колеса (резания), α – угол наклона колес к оси симметрии УМП, $F_{p.з.}$ – боковая сила реакции заднего колеса, $F_{p.п.}$ – боковая сила реакции переднего колеса

Вследствие особенностей компоновочных решений в незагруженном положении примерно 70% массы УМП приходится на ее заднюю часть и 30% на переднюю. В загруженном положении перераспределение имеет обратный характер: 70% массы на переднюю ось и 30% на заднюю. При этом сила тяги передних колес и задних различна (рис. 3).

Для устранения этого явления требуется обеспечить равенство сил тяги передних и задних колес УМП, возможно за счет поочередного изменения углов установки относительно оси симметрии машины (рис. 4).

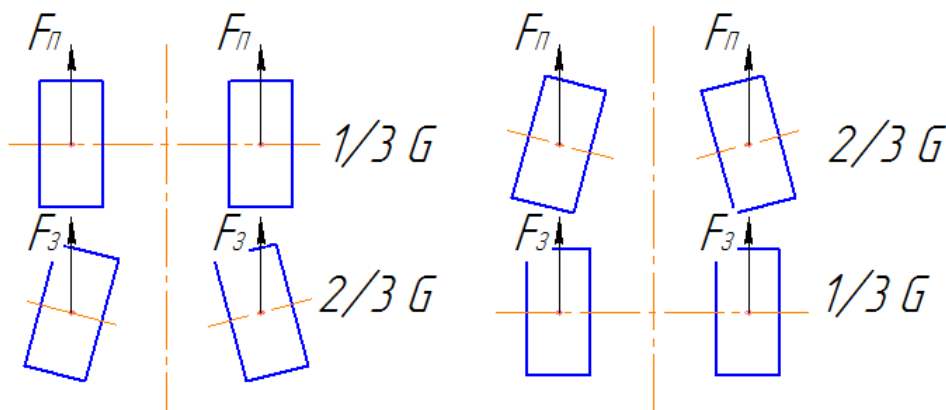


Рис. 4. Вариант установки приводных колес ($F_{п.}$ – сила тяги передних колес, $F_{з.}$ – сила тяги задних колес, G – масса УМП)

Полученные закономерности имеют практическую полезность при проектировании сменных рабочих органов с режущей поверхностью расположенной под углом к плоскости движения машины.