

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЖЕНИЯ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

А. А. Иванов

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. Б. Попов

При разработке стенда, имитирующего работу подъемно-навесного устройства, возникает вопрос об энергетической составляющей, т. е. о выборе электродвигателя, приводящего в работу гидропривод механизма навески.

Структурная схема стэнда выполнена на базе подъемно-навесного устройства (рис. 1), используемого в мобильном энергетическом средстве УЭС-350.

Грузоподъемность механизма навески определяется весом и расположением центра тяжести навесного агрегата. Для подъемно-навесного устройства энергетического средства УЭС-350 используется трехточечный механизм с симметричным расположением относительно продольной оси, с двумя гидроцилиндрами, диаметром 90 мм.

Чтобы выбрать электродвигатель, необходимо, задавшись массой поднимаемого агрегата, выполнить геометрический и кинематический анализы подъемно-навесного устройства, определив максимальное давление на поршень гидроцилиндра, и сравнить его с давлением, которое может создать насос. Далее, используя установленные параметры гидронасоса, необходимо определить крутящий момент на валу гидронасоса. По вычисленному крутящему моменту определяется мощность электродвигателя, вал которого будет соединен с валом гидронасоса через ременную передачу.

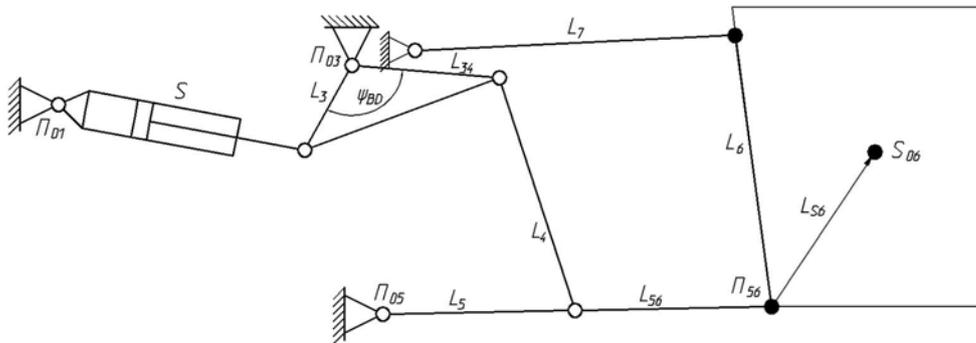


Рис. 1. Схема подъемно-навесного устройства

Исходные данные для расчета

Конструктивные параметры подъемно-навесного устройства:

$$L_3 = 0,257 \text{ м}; \quad L_{34} = 0,388 \text{ м}; \quad L_4 = 0,65\text{--}0,82 \text{ м};$$

$$L_5 = 0,5055 \text{ м}; \quad L_{56} = 1,020 \text{ м}; \quad L_7 = 0,76\text{--}0,935 \text{ м};$$

$$\psi_{BD} = 114,083^\circ.$$

Параметры гидропривода:

ход гидроцилиндра $S = 0,571\text{--}0,821 \text{ м}$.

Насос шестеренчатый НШ-32М-4 [1]:

$$P_C = 20 \text{ МПа}; \quad V = 32 \text{ см}^3; \quad n_{\min}(n_{\max}) = 500(3000) \text{ об/мин.}$$

Диаметр гидроцилиндра $D_C = 0,09 \text{ м}$;

КПД $\eta = 0,85$.

Параметры навесной машины:

$$P_6 = 4915 \text{ кгс}; \quad L_6 = 0,774 \text{ м}.$$

Геометрический и кинематический анализы подъемно-навесного устройства выполняются в следующей последовательности [4]:

Коэффициент кинематической передачи оси подвеса определяется по формуле

$$I_M(S) = d\psi_5(S)L_{S6} \cos(\psi_5(S)),$$

где $\psi_5(S)$ – угол поворота звена L_{S6} , в зависимости от выдвижения штока гидроцилиндра S .

Основной коэффициент кинематической передачи определяется по формуле

$$I_S(S) = I_M(S) + d\psi_6(S)L_{S6} \cos(\psi_{S6} + \psi_6(S)),$$

где $\psi_6(S)$ – угол поворота звена L_6 , в зависимости от выдвижения штока гидроцилиндра S .

Нагрузка на гидроцилиндр определяется по формуле

$$F_g(S) = P_g \cdot I_S(S).$$

Давление в гидроцилиндре определяется по формуле

$$P_g(S) = \frac{F_g(S)g}{\eta \cdot S_S},$$

где S_S – площадь поршней в двух гидроцилиндрах.

$$S_S = 0,5\pi \cdot D_C^2.$$

Грузоподъемность подъемно-навесного устройства определяем по формуле

$$G_S(S) = P_C \cdot \eta \frac{S_S}{I_S(S)g}.$$

Результаты расчета исследуемых параметров в зависимости от хода штока гидроцилиндра приведем в виде таблицы.

Результаты расчета

| S , м | $I_M(S)$ | $I_S(S)$ | $F_g(S)$, кН | $P_g(S)$, МПа | $G_S(S)$, кН |
|---------|----------|----------|---------------|----------------|---------------|
| 0,56 | 3,947 | 4,242 | 20,85 | 18,89 | 52,03 |
| 0,585 | 3,591 | 3,894 | 19,14 | 17,34 | 56,67 |
| 0,61 | 3,403 | 3,721 | 18,29 | 16,57 | 59,31 |
| 0,635 | 3,285 | 3,624 | 17,81 | 16,14 | 60,9 |
| 0,66 | 3,204 | 3,567 | 17,53 | 15,89 | 61,87 |
| 0,685 | 3,142 | 3,536 | 17,38 | 15,75 | 62,42 |
| 0,71 | 3,091 | 3,522 | 17,31 | 15,69 | 62,66 |
| 0,735 | 3,045 | 3,521 | 17,31 | 15,68 | 62,68 |
| 0,76 | 3,001 | 3,531 | 17,36 | 15,73 | 62,5 |
| 0,785 | 2,956 | 3,552 | 17,46 | 15,82 | 62,14 |
| 0,81 | 2,907 | 3,585 | 17,62 | 15,97 | 61,57 |

Анализ результатов показывает, что максимальное давление в гидроцилиндре, а следовательно и в гидросистеме, возникает в момент начала подъема агрегата, т. е. при минимальном выдвигении штока гидроцилиндра. Такое давление может создавать шестеренчатый насос НШ32М-4 с приведенными выше характеристиками.

Крутящий момент на валу насоса [3]:

$$M = \frac{P_{g \max} \cdot V_0}{2\pi} = \frac{18,89 \cdot 32}{6,28} = 96,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мощность потребляемая насосом [3]:

$$N = \frac{M \cdot n}{9550} = \frac{96,25 \cdot 1550}{9550} = 15,6 \text{ кВт}.$$

Мощность электродвигателя [2] определяем с учетом конструктивной особенности, имеющей двойную клиноременную передачу

$$N_{\text{эд}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{15,6}{0,93 \cdot 0,93} = 18,04 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД клиноременной передачи, $\eta_{\text{пр}} = 0,93\text{--}0,95$.

По полученной мощности выбираем электродвигатель [2] 4А160М2У3, $N_{\text{эд}} = 18,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{эд}} = 2930 \text{ об/мин}$.

Литература

1. Свешников, В. К. Гидрооборудование : междунар. справ. Кн. 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость / В. К. Свешников. – Издат. центр «Техинформ» МАИ, 2001. – 360 с.
2. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : справ. учеб.-метод. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2005. – 309 с.
3. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – 2-е изд., перераб. и дополн. – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.
4. Попов, В. Б. Математическое моделирование : практ. рук. к выполнению курсовых работ по одноим. дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2005. – 78 с.