

Такое поведение системы объясняется тем, что частота вибрации опор близка к частоте вызванных дисбалансом резонансных колебаний. Частоты резонирующих форм колебаний имеют тот же порядок. Наложение этих возмущающих колебаний порождает биения суммарной возбуждающей вибрации с разными частотами, которые вызывают все рассмотренные резонансы.

### Литература

1. Воронин, Г. И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах / Г. И. Воронин. – М. : Машиностроение, 1973. – 444 с.
2. Вибрации в технике. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф. М. Диметберга и К. С. Колесникова. – М. : Машиностроение, 1980.– 544 с.
3. Новиков, Л. З. Определение собственных частот колебаний электродвигателя, связанных с нелинейной упругостью подшипников / Л. З. Новиков // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1961. – № 6. – С. 84–91.
4. Филипковский, С. В. Нелинейные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках / С. В. Филипковский, А. С. Беломытцев // Вестник ХНАДУ. – 2014. – Вып. 64. С. 66–73.
5. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Анищенко, В. С. Сложные колебания в простых системах / В. С. Анищенко. – М. : Наука, 1990. – 312 с.

Шатохин Владимир Михайлович, д.т.н., проф., Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, [shatokhin\\_v@mail.ru](mailto:shatokhin_v@mail.ru)  
Никонов Олег Яковлевич, д.т.н., проф., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [oj\\_nikonov@mail.ru](mailto:oj_nikonov@mail.ru)  
Шатохина Наталья Владимировна, к.т.н., доц., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [shatosha@mail.ru](mailto:shatosha@mail.ru)

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ В ПРИВОДЕ ТУРБОНАДДУВА С ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Одним из перспективных направлений по совершенствованию транспортных двигателей для гражданской и специальной техники является использование гидрообъемных передач (ГОП). Главное достоинство этих устройств состоит в возможности плавного изменения передаточного отношения между источником и потребителем мощности, благодаря чему, в частности, может быть достигнуто расширение зоны устойчивой работы

дизелей посредством введения гидрообъемных машин (ГОМ) в привод компрессора.

Особый интерес представляет применение аксиально-поршневые ГОМ как обладающих наилучшими габаритно-весовыми характеристиками [1]. Схема одной из таких машин приведена на рисунке а). Как показал опыт доводки и эксплуатации дизелей БТД-2 с указанными устройствами, на характерных установившихся и переходных режимах возникали опасные динамические процессы, обусловленные взаимодействием крутильных колебаний и гидродинамических процессов. Наблюдалось срабатывание предохранительного клапана в магистрали высокого давления, имел место чрезмерный износ опорных поверхностей, башмаков, отрывы башмаков от поверхностей, что практически приводило к преждевременному выходу из строя ГОП.

Отсутствие или несовершенство расчетных моделей затрудняет доводку разработанных и проектирование новых двигателей с указанными устройствами в приводе компрессора. Достоверное исследование динамических процессов в приводах с ГОП невозможно без выбора рациональных моделей последних [2–4] и их корректировки, так как наличие дифференциальных механизмов может порождать как прямой, так и обратный потоки мощности, проходящие через ГОП.

В докладе рассмотрена достаточно полная математическая модель динамических процессов, которая позволяет исследовать динамические процессы при переходных режимах в гидромеханическом приводе с дифференциальным механизмом и ГОМ, учитывает моментные характеристики турбины и компрессора, упругость соединительных валов, внешние и управляющие воздействия. На рисунке б) показана кинематическая схема привода турбонаддува с ГОП.

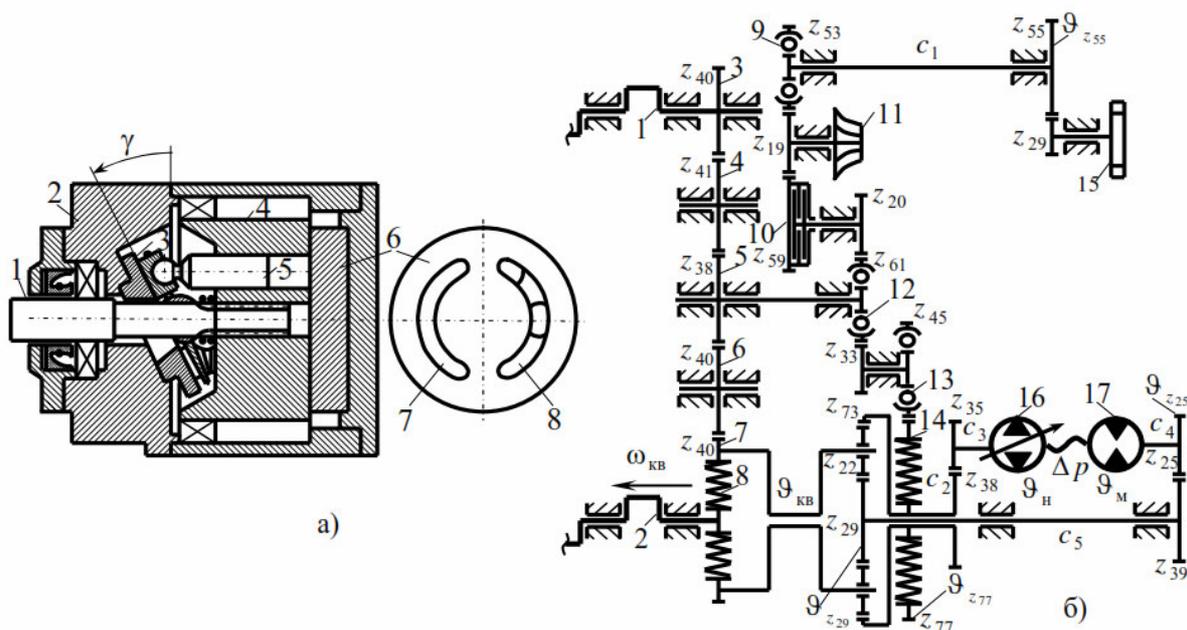


Рисунок 1 – а) схема аксиально-поршневой ГОМ; б) кинематическая схема привода турбонаддува с ГОП

В результате проведенных исследований получены следующие результаты.

1. Выбрана рациональная модель гидродинамических процессов в ГОП привода компрессора. 2. Построены уравнения движения механической части привода с учетом податливости соединительных валов. 3. Получено аналитическое выражение для передаточного отношения от коленчатого вала к ротору компрессора в зависимости от угла наклона шайбы гидронасоса. 4. Установлено, что введение в привод ГОП позволяет значительно изменить передаточное отношение и тем самым существенно улучшить характеристики двигателя. 5. Представлены расчетно-экспериментальные данные исследований зависимостей частоты вращения компрессора и разности давлений в магистралях ГОП от частоты вращения коленчатого вала. 6. Выявлена предпочтительность использования упругой модели привода. 7. Результаты исследований являются перспективной основой создания более сложных и совершенных моделей привода турбонаддува с ГОП.

### Литература

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта.– М.: Машиностроение, 1982.– 606 с.

2. Пасынков Р.М. Расчет гидрообъемных трансмиссий с учетом динамических нагрузок / Р.М. Пасынков, М.М. Гайцгори // Вестник машиностроения.– 1967.– № 10.–С. 48-51.

3. Кисточкин Е.С. Динамическая модель многопоточных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром / Е.С. Кисточкин // Машиноведение.– 1978.– № 5.– С. 32-36.

4. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008.– 456 с.