

Исследование причин снижения эксплуатационной надежности механизма привода топливных насосов высокого давления судовых дизелей 6L525 (6 ЧРН 52.5/72)

Н.А. Олькин

Политехнический факультет МГТУ, кафедра технической механики

Аннотация. В статье исследуются причины снижения эксплуатационной надежности механизма привода топливных насосов высокого давления судовых дизелей 6L525 (6 ЧРН52.5/72) на основе теоретического анализа и данных эксперимента. Предложена теоретическая модель вибрации промежуточной шестерни, входящей в состав указанного механизма, в которой она рассматривается как твердое тело, расположенное на упругой цапфе с осевым и радиальным зазорами, подверженное воздействию вынуждающей силы с нерегулярной характеристикой (синусоида со скачком). Показано наличие нелинейного резонанса в динамике системы, даны рекомендации по снижению вибронегативности механизма и увеличению его надежности.

Abstract. The paper has addressed the causes of service reliability decrease of a high pressure fuel pump driving gear. To obtain the relevant data the timing gear of the marine engine 6L525 has been theoretically analyzed and experimentally tested. A mathematical model of the gear's idler vibration has been proposed. The idler in the model has been viewed as a rigid body fixed on a flexible pin with axial and radial clearances and exposed to irregular force excitation. The driving force has been represented by a sine curve with a jump. The presence of the nonlinear resonance in the system's dynamic has been shown. The paper also provides some recommendations on increasing the service reliability of the mechanism.

1. Введение

Поршневые двигатели внутреннего сгорания остаются незаменимыми первичными источниками энергии на транспорте. Постоянное совершенствование их конструкции и повышение агрегатных мощностей выдвигает ряд проблем по обеспечению надежности входящих в них механизмов, важное место среди которых занимает механизм привода топливных насосов высокого давления (ТНВД). Как показывает опыт эксплуатации судов флота рыбной промышленности, значительная часть аварий, вызывающих остановку главных двигателей, связана именно с узлом привода топливных насосов и механизма газораспределения. В данной работе выполнен анализ динамики указанного агрегата на примере судов типа ПСТ "Баренцево море" и БАТ "Горизонт". Суда этих типов в большом количестве продолжают эксплуатироваться на Северном бассейне. Обширный опыт их эксплуатации позволил выявить характерные отказы их главных двигателей, в том числе связанные с работой привода газораспределения и привода ТНВД.

В качестве главных двигателей на этих судах используются двигатели 6 ЧРН 52.5/72 (6L525) разной модификации. Опыт эксплуатации показал, что их механизм газораспределения подвержен ряду отказов, зачастую приводящих к тяжелым повреждениям, что отмечалось как в информационных справках Центрального проектно-конструкторского и технологического бюро (ЦПКТБ) (*Повреждение технических средств...*, 1983; 1984; 1985; 1986), так и в научных работах (*Анцевич и др.*, 1983).

Неоднократно образовывались трещины в спицах промежуточной шестерни, которые становились причиной обрыва зубчатого обода. Это приводило к деформации, выкрашиванию и наклепу зубьев шестерен коленчатого и распределительных валов, а также зубьев шестерни привода регулятора частоты вращения. В большинстве случаев трещины в спицах промежуточной шестерни образуются через 1100-3500 часов работы.

К характерным дефектам двигателей этой серии можно отнести и образование питтинга на рабочей и задней стороне зубьев промежуточной шестерни, и поломку зубьев.

На двигателях 6L525IPS часты случаи образования трещин и обрыва шейки цапфы промежуточной шестерни в местах галтельного перехода в основание. Обрыв шейки цапфы сопровождается тяжелыми повреждениями зубьев шестерен коленчатого и распределительного валов. Возникновение усталостных трещин происходит в большинстве случаев после 8000-14000 часов работы.

Предположительно причиной указанных повреждений явилось низкое качество материала крепежа и деталей привода, в которых обнаружались многочисленные микротрещины и литейные пары, а также недостаток одноопорной конструкции промежуточной шестерни. Для повышения эксплуатационной надежности узла распределительных шестерен завод-изготовитель предпринял ряд

мер. В частности, была изменена конструкция цапфы промежуточной шестерни: с кормовой стороны установлен опорный фланец. Таким образом, у цапфы стало две опоры. Однако принятые меры оказались недостаточно эффективными. Число повреждений цапф несколько снизилось, но исключить аварийность главных двигателей из-за поломок механизма привода газораспределения не удалось (*Повреждение технических средств...*, 1986).

2. Теоретическая модель вибрации механизма привода топливных насосов высокого давления

Как показано в работе (*Прыгунов, Папуша, 1990*), вибрация в области цапфы промежуточной шестерни превышает требования норм по усталостной прочности и характеризуется значительной асимметрией по направлениям. Промежуточная шестерня редуктора привода топливных насосов главного двигателя 6 ЧРН 52.5/72, которая в значительном числе поломок становилась причиной повышения вибронагруженности и аварийности двигателя, схематично представлена на рис. 1а. Стальная цапфа сварной конструкции 1 крепится к кормовой стенке двигателя при помощи пяти болтов М30. На цапфе с зазором 0.08-0.15 мм (Δ_{ax}) расположены втулки 4, изготовленные из бронзы или стали с баббитовой заливкой. Промежуточная шестерня состоит из зубчатого венца 3 и ступицы 2, скрепленных между собой двенадцатью болтами М16. Ступица шестерни 2 с натягом напрессовывается на втулки 4. Осевой зазор между кормовым торцом ступицы и крышкой 5 0.15-0.20 мм (Δ_{rad}) регулируется набором прокладок и упорными кольцами (на рисунке не показаны). Стальная крышка 5 крепится к цапфе четырьмя болтами М14.

Для математического описания узла, представленного на рис. 1а, была разработана динамическая модель (см. рис. 1б). Она представляет собой динамическую систему с двумя степенями свободы, инерционная составляющая которой m (промежуточная шестерня механизма) свободно размещена на упругой цапфе в зазорах (радиальном $\Delta_{rad} = y_1 + y_2$ и осевом $\Delta_{ax} = x_1 + x_2$) и подвержена воздействию сил F и μF , являющихся радиальной и осевой компонентами сил, действующих в косозубом зацеплении (характер сил представлен на рис. 2в). При движении массы в зазоре на нее кроме возмущающих сил также оказывают воздействие силы сопротивления, пропорциональные скорости движения (β_{ax}, β_{rad}). В реальном механизме коэффициенты сопротивления в основном определяются характеристиками смазочного материала и свойствами сопрягающихся поверхностей. Причем важную роль играет не только сопротивление в паре ступица шестерни – опорная поверхность цапфы, но и трение в зацеплении промежуточной шестерни с шестерней коленчатого вала, распределительного вала и привода регулятора частоты вращения. После полной выборки зазора масса m подвергается воздействию упругих реакций, которые в радиальном направлении определяются изгибной жесткостью цапфы (C^{rad}), а в осевом направлении – с одной стороны характеризуются жесткостью упорного фланца (C_1^{ax}), а с другой – жесткостью фланца крепления цапфы к кормовой стенке двигателя (C_2^{ax}). Характеристики реакций, действующих в осевом и радиальном направлениях, представлены на рис. 2а и 2б. Из рисунков видно, что для разработанной модели жесткость в радиальном направлении была принята симметричной, а в осевом направлении жесткость со стороны кормовой стенки двигателя полагалась большей, нежели со стороны упорного фланца. Последнее предположение, очевидно, справедливо для конструкции рассматриваемого узла (рис. 1а).

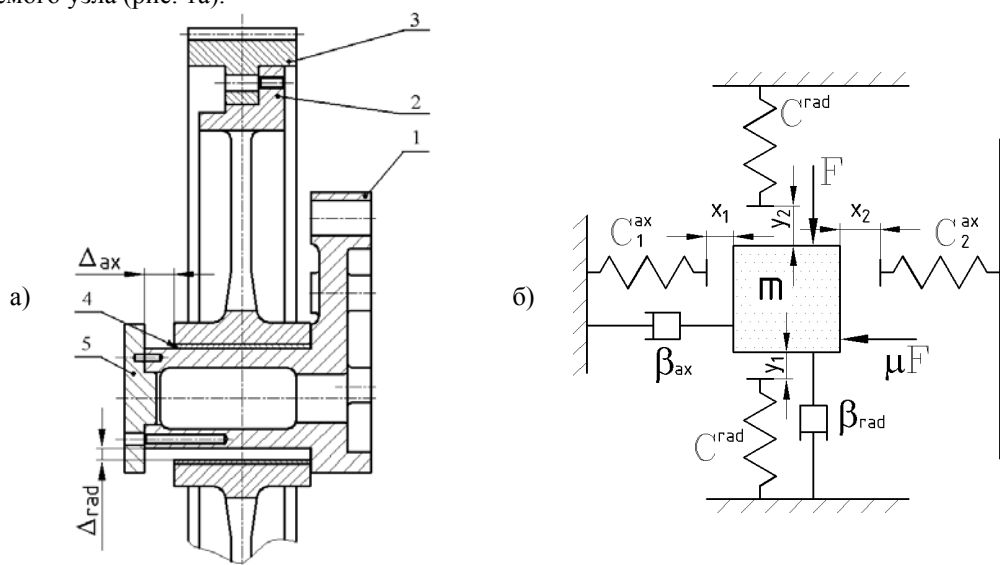


Рис. 1. Поперечный разрез (а) и динамическая схема (б) промежуточной шестерни привода ТНВД

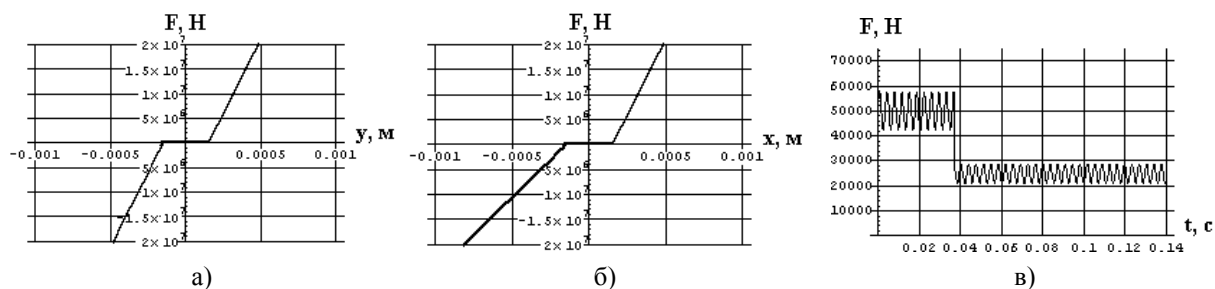


Рис. 2. Характеристики сил, действующих в узле: а) радиальная реакция цапфы; б) осевая реакция упорных фланцев; в) внешняя сила, обусловленная действием статической составляющей (нагрузки от насосов высокого давления и сил сопротивления) и динамической составляющей (возникающей от действия сил в зубчатом зацеплении)

Математически эту модель можно описать системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} My'' + \beta_{rad} y' + Q_y(y) = F(t); \\ Mx'' + \beta_{rad} x' + Q_x(x) = \mu F(t). \end{cases}$$

Параметр M здесь определяет величину инерционной составляющей (массу промежуточной шестерни); переменные x и y – величины смещения вдоль осей и их производные; правые части характеризуют внешнее вынуждающее воздействие, а слагаемые $Q_y(t)$ и $Q_x(t)$ – изменяющиеся реакции опор, присутствие которых вводит в эту систему нелинейность типа "зазор":

$$Q_x(x) = \begin{cases} C_2^{ax} (x - x_2); & \text{где } x > x_2; \\ 0 & \text{где } x_1 < x < x_2; \\ C_1^{ax} (x - x_1); & \text{где } x < x_1; \end{cases}$$

$$Q_y(y) = \begin{cases} C^{rad} (y - y_2); & \text{где } y > y_2; \\ 0 & \text{где } y_1 < y < y_2; \\ C^{rad} (y - y_1); & \text{где } y < y_1. \end{cases}$$

3. Результаты математического моделирования вибрации механизма

Для выполнения численных экспериментов эта система была реализована в среде Mathematica 4.2. Первые модельные решения показали чрезвычайную зависимость поведения системы от фазы, соответствующей переходу вынуждающей силы от высоких значений (нагрузка, обусловленная приводом ТНВД) к низким (нагрузка, обусловленная силами сопротивления). На рис. 3-5 показаны узкополосные спектры и время-частотные карты, полученные в результате решения модели с одинаковыми параметрами, но при разных характеристиках вынуждающей силы (различие только в фазе перехода от высоких значений к низким). Графики вынуждающей силы, воздействие которой привело к таким результатам, показаны на рис. 6. Из представленных рисунков видно, как небольшое изменение фазы скачка вынуждающей силы приводит к значительному изменению в поведении системы.

Представленные на рисунках 3-5 время-частотные карты (Прыгунов, Белолипецкий, 2000) позволяют увидеть, как изменялся частотный состав отклика модели во времени. По оси абсцисс отложено время в миллисекундах, по оси ординат – период T в долях периода вынуждающей силы. Зоны затемнения отражают наличие той или иной частотной компоненты в сигнале и ее эволюцию во времени. Так, например, рис. 3а показывает, что в отклике модели на протяжении всей реализации отсутствовала составляющая, соответствующая основному периоду, но присутствовали составляющие с периодом в 2 и 4 раза больше периода вынуждающей силы, а также проявилась составляющая с периодом в 6 раз превышающим период возбуждения, что и проявляется в спектре сигнала. Рис. 3б, напротив, показывает решение с преимущественным возбуждением в отклике основной гармоники, соответствующей вынуждающей частоте. Наличие во время-частотных картах компонент с периодом выше периода вынуждающей силы указывает на субгармонические режимы колебаний. Возникновение таких режимов, как будет показано ниже, может в значительной мере снизить усталостный ресурс агрегата.

Обращает на себя внимание рис. 4а, на котором представлено нестационарное решение. Здесь имеет место случайная фазовая модуляция решения в интервале периодов от 3 о.е. до 4 о.е. На рис. 5а фазовая модуляция в области периода 2 о.е. также присутствует, но имеет стационарный характер.

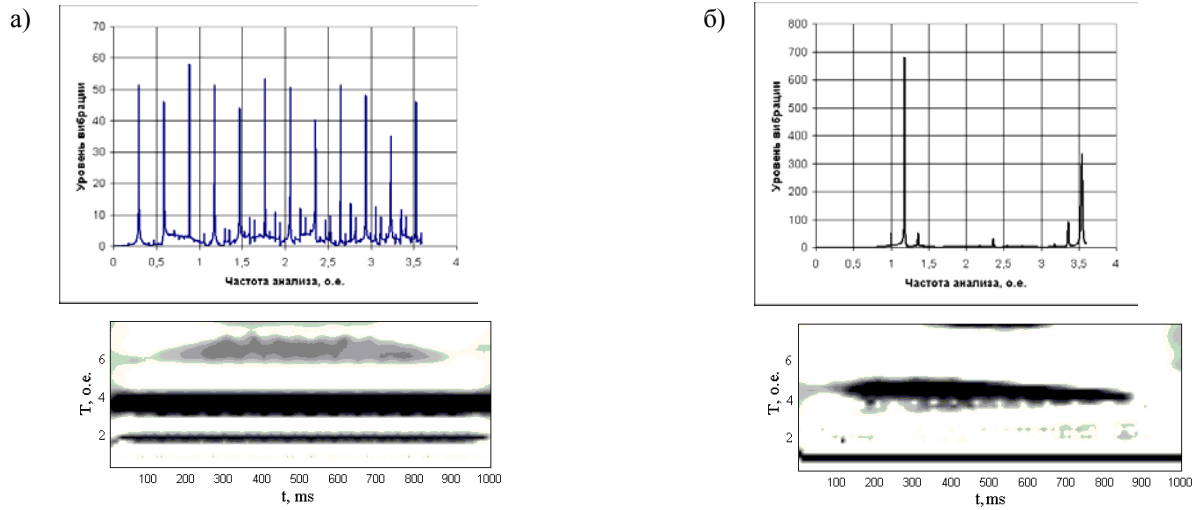


Рис. 3. Узкополосные спектры и результаты время-частотного анализа по итогам моделирования для фазы скачка 240° (а – в осевом направлении, б – в радиальном направлении)

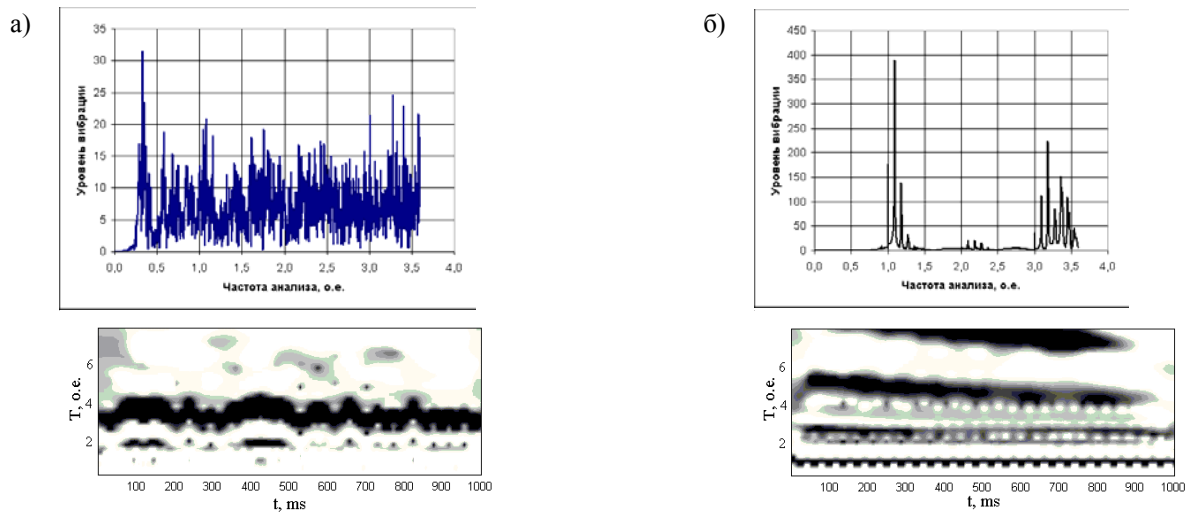


Рис. 4. Узкополосные спектры и результаты время-частотного анализа по итогам моделирования для фазы скачка 265° (а – в осевом направлении, б – в радиальном направлении)

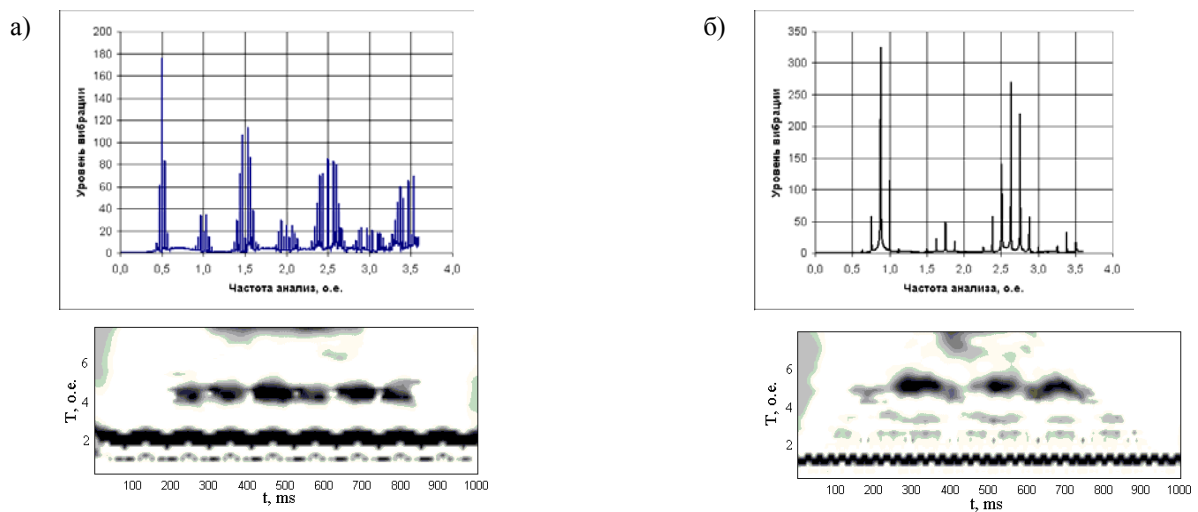


Рис. 5. Узкополосные спектры и результаты время-частотного анализа по итогам моделирования для фазы скачка 304° (а – в осевом направлении, б – в радиальном направлении)

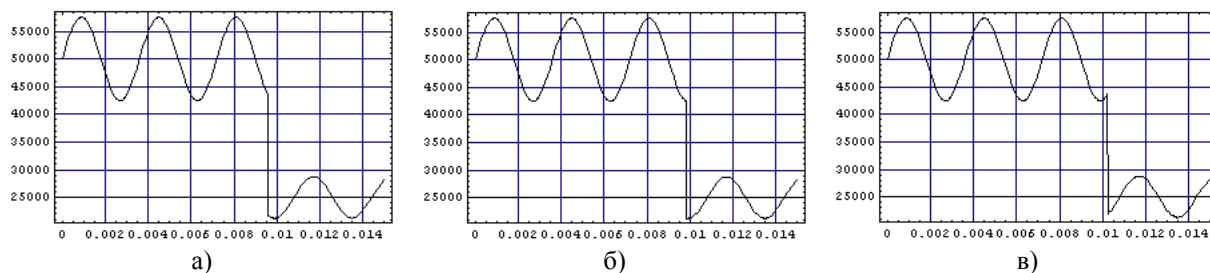


Рис. 6. Характер возмущающего воздействия, обеспечивший результаты, представленные на рис. 3-5 (а – фаза скачка 240°; б – фаза скачка 265°; в – фаза скачка 304°)

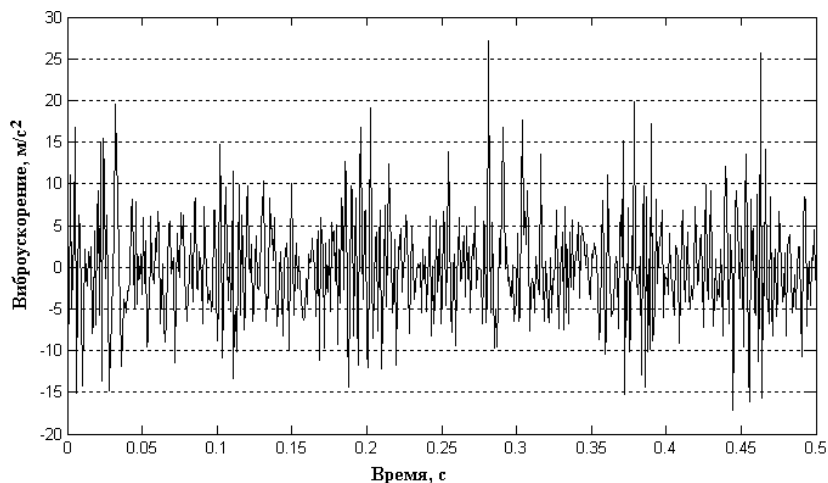


Рис. 7. Виброграмма осевой вибрации цапфы промежуточной шестерни (экспериментальные значения)

Очевидно, что при работе реального механизма фаза перехода не остается постоянной от плунжера к плунжеру. Поэтому отклик системы на подъем конкретного плунжера существенно отличается от плунжера к плунжеру, однако при этом общее поведение системы за цикл работы двигателя остается достаточно стабильным. На рис. 7 изображена временная реализация вибрации цапфы промежуточной шестерни в осевом направлении, полученная в результате виброметрирования действующего двигателя (участок виброграммы, представленный на рисунке, соответствует одному обороту распределительного вала, таким образом, на нем видны всплески от срабатывания всех шести плунжеров). Из представленной виброграммы видно, что отклик системы на возмущающее воздействие чередующихся плунжеров значительно различается. Стабильность же работы двигателя в целом можно объяснить относительной стабильностью фазового момента перехода для конкретного плунжера в процессе работы двигателя, в результате чего исчезает влияние фазы на поведение системы, и отклик системы определяется влиянием таких параметров, как величины зазоров, значение сопротивления, жесткость на границах зазоров. Для того, чтобы оценить влияние указанных параметров на поведение модели при произвольной в пределах периода фазе, было решено усреднять расчётные узкополосные спектры по тридцати двум реализациям, полученным при различной (взятой случайным образом) фазе скачка вынуждающей силы, но с фиксированными параметрами системы. На рис. 8 показан расчётный спектр, полученный в результате усреднения при тех же параметрах системы, что и на рис. 3-5.

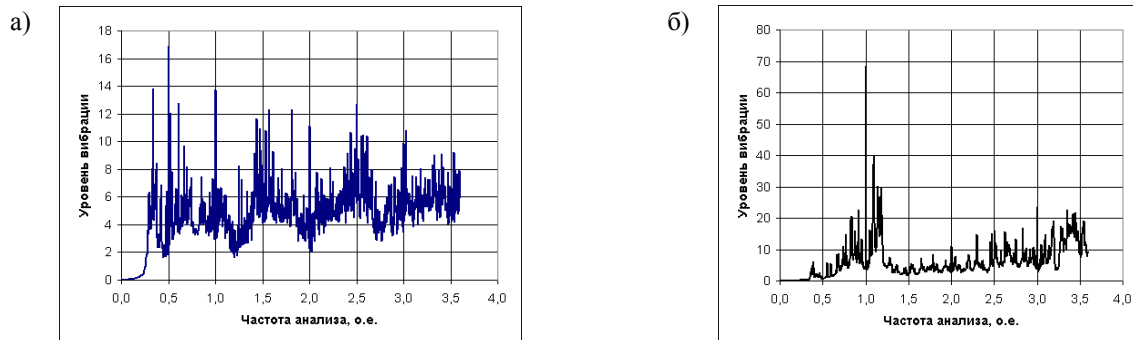


Рис. 8. Узкополосные спектры, усредненные по 32 решениям при тех же параметрах, что и на рис. 3-5

Следует отметить, что после применения такого подхода поведение модели стало адекватно откликаться на изменение ее параметров. А анализ первых решений этой модели показал наличие в системе нелинейного резонанса на частоте, равной половине частоты вынуждающей силы. Рис. 9 отражает зависимость уровня вибрации в третьоктавной полосе, соответствующей половине частоты возбуждения, от частоты вынуждающей силы. Для получения каждой из расчетных точек, представленных на рисунке, было выполнено усреднение тридцати двух модельных спектров.

После выявления резонансной зоны (как видно из рис. 9, частота резонанса для осевого направления находится вблизи 300 Гц) была предпринята попытка проанализировать влияние на поведение системы ее параметров. В первую очередь интерес представляли параметры, которые можно регулировать в процессе эксплуатации действительного механизма: величины зазоров, сопротивления в зазоре и жесткость на границе зазора; кроме того, было изучено влияние величины скачка вынуждающей силы.

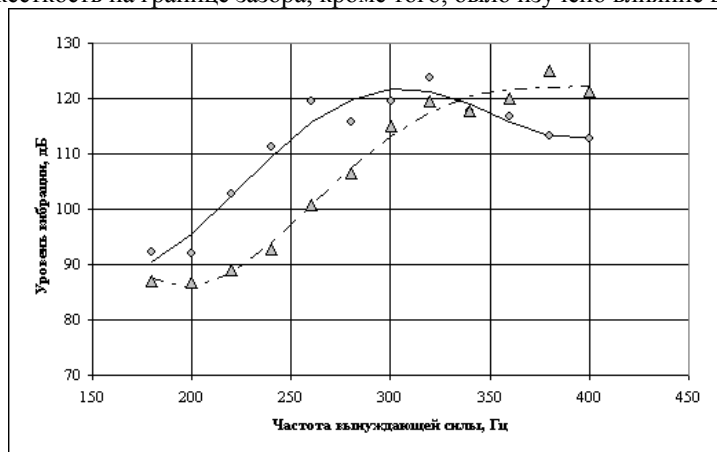


Рис. 9. Зависимость амплитуды виброускорения в третьоктавной полосе вибрации, равной 0.5 частоты вынуждающей силы от частоты вынуждающей силы (сплошная линия – осевое направление, штрихпунктирная – радиальное)

Как и следовало ожидать, нелинейная динамическая система проявила сильную чувствительность к изменению параметров.

На рис. 10 представлены узкополосные спектры виброускорения для осевого направления, полученные в результате моделирования при изменении осевого зазора. Из рисунка видно, как по мере увеличения зазора поведение системы переходит из гармонического в субгармоническое с кратностью резонанса 1/2 (по оси абсцисс на рисунке отложены доли основной частоты вынуждающей силы).

Похожий переход в решениях модели наблюдается при изменении жесткости одной из стенок в осевом направлении. Как было сказано выше, жесткость в осевом направлении, с одной стороны, определяется жесткостью фланца крепления цапфы к кормовой стенке двигателя C_2^{ax} (см. рис. 1а и 1б), а с другой стороны, – жесткостью упорного фланца C_1^{ax} . На практике величина C_2^{ax} несколько больше, чем C_1^{ax} , и ее можно считать постоянной в процессе эксплуатации, в то время как значение жесткости упорного фланца несколько снижается по мере того, как разбивается торцовая поверхность фланца со стороны шестерни и ослабевают затяжка крепежных болтов. Результат моделирования такого снижения жесткости представлен на рис. 11.

Устанавливая различные величины указанных параметров и получая модельные решения при разных их сочетаниях, удалось добиться поведения модели, близкого к поведению натурального механизма.

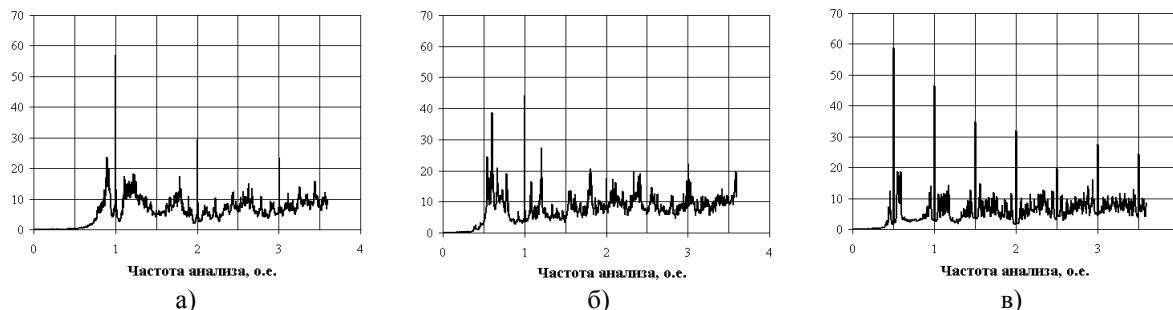


Рис. 10. Изменение узкополосного спектра виброускорения в продольном направлении при изменении величины осевого зазора (результаты моделирования): а) величина зазора 0.07 мм; б) величина зазора 0.185 мм; в) величина зазора 0.25 мм

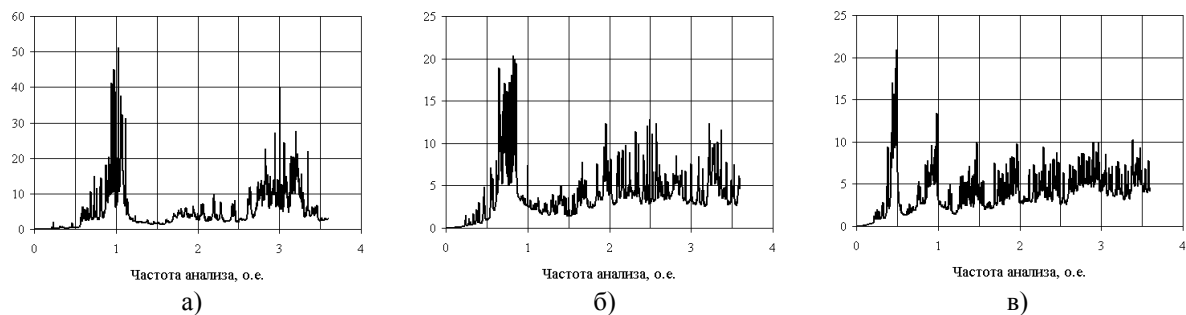


Рис. 11. Изменение узкополосного спектра виброускорения в продольном направлении при изменении величины жесткости одной из стенок в осевом направлении (результаты моделирования): а) жесткость фланца $6 \cdot 10^9$ Н/м; б) жесткость фланца $6 \cdot 10^8$ Н/м; в) жесткость фланца $6 \cdot 10^7$ Н/м

На рис. 12 для сравнения совместно представлены третьоктавные спектры, полученные в результате моделирования и эксперимента. Графики, изображенные сплошной линией, построены по усредненным данным, собранным в результате виброметрирования двадцати двух двигателей; штрихпунктирной – по модели при следующих параметрах: кратность скачка вынуждающей силы 10; радиальный зазор 0.17 мм; осевой – 0.25 мм (соответствует предельно допустимому зазору для данного механизма); коэффициенты сопротивления в обоих направлениях были приняты нулевыми. На рис. 11 видно, насколько точно поведение предложенной модели отражает поведение анализируемой динамической системы.

Как отмечалось при рассмотрении время-частотных карт отклика модели, система в большом числе реализаций проявляет субгармоническое поведение. То же самое подтверждается при рассмотрении третьоктавных спектров, полученных экспериментальным путем (рис. 11а). Возникновение в механизме субгармонических режимов представляет опасность для конструкции (Прыгунов, Папуша, 1990), длительная работа в таких режимах может привести к ее разрушению. Причиной поломки в таком случае становится усталость. Появление в спектрах виброускорения составляющих с вдвое меньшей частотой и уровнем, примерно равным уровню основной гармоники, говорит об увеличении амплитуды вибросмещения в четыре раза. При этом усталость из "многоцикловой" может перейти в "малоцикловую" (Yi Gong et al., 1998), что приводит к значительному снижению усталостного ресурса и надежности узла.

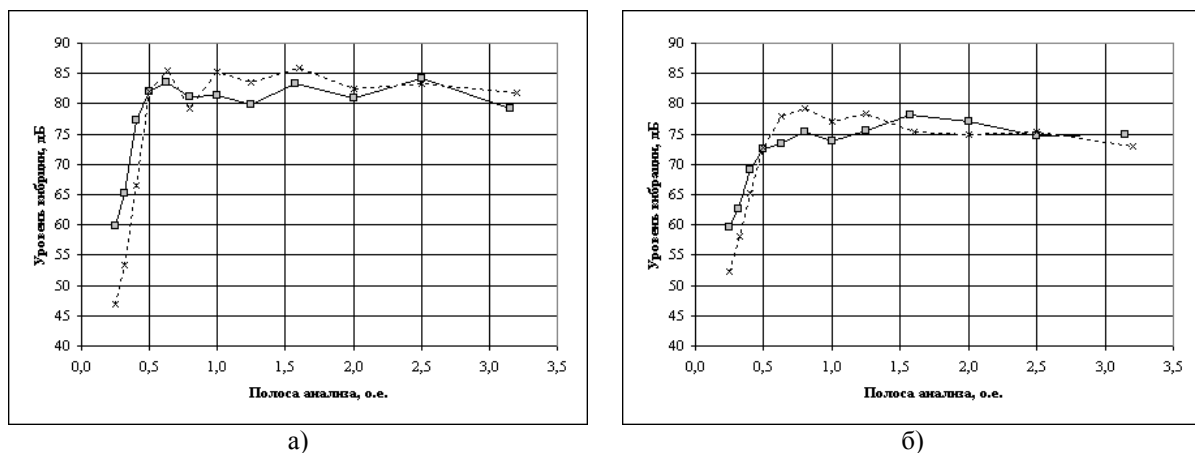


Рис. 12. Сравнение экспериментальных и смоделированных третьоктавных спектров вибрации: а) осевое направление; б) радиальное направление (сплошная линия – данные эксперимента; штрихпунктирная – результаты моделирования)

4. Заключение

Для повышения эксплуатационной надежности исследуемого механизма необходимо добиться снижения (или полного исключения) уровня субгармонических составляющих в его вибрации. Анализ решений разработанной модели позволил сделать выводы о том, что этого можно добиться снижением зазоров и увеличением жесткости на их границах. Для повышения надежности механизма привода ТНВД можно рекомендовать следующее:

- ужесточение требований к монтажу узлов агрегата (наиболее важны при этом зазор в посадке промежуточной шестерни на цапфу, зазор между ступицей промежуточной шестерни и упорным фланцем, радиальное биение шестерни);

- подбор соответствующих материалов для заливки сопряжений "промежуточная шестерня/цапфа" и "промежуточная шестерня/упорный фланец".

В настоящее время проводится дальнейшее исследование влияния параметров на динамику системы. Значительное влияние на вероятность возникновения в системе субгармонических режимов может оказать характер вынуждающей силы, в частности, величина ее скачка.

Литература

Анцевич А.В., Егоров П.К., Зуев А.В. Дизель-редукторные агрегаты рыбопромысловых судов. Мурманск, Кн. изд-во, 160 с., 1983.

Повреждение технических средств на судах флота рыбной промышленности Северного бассейна (информационная справка). Всесоюзное рыбопромышленное объединение Северного бассейна. Мурманск, ЦПКТБ, 64 с., 1983.

Повреждение технических средств на судах флота рыбной промышленности Северного бассейна (информационная справка). Там же, 60 с., 1984.

Повреждение технических средств на судах флота рыбной промышленности Северного бассейна (информационная справка). Там же, 52 с., 1985.

Повреждение технических средств на судах флота рыбной промышленности Северного бассейна (информационная справка). Там же, 60 с., 1986.

Прыгунов А.И., Папуша А.Н. Нелинейные резонансы механических систем как диагностические признаки. Сборник материалов IX Межвузовской школы-семинара "Методы и средства технической диагностики", Ивано-Франковск, Облполиграфиздат, 90 с., 1990.

Прыгунов А.И., Белолипецкий А.В. Новые методы анализа нестационарных быстропеременных процессов в машинах и аппаратах. Вестник МГТУ, т.3, № 1, 192 с., 2000.

Yi Gong, Michael P., Norton. Fatigue under complex loading history in a random vibration environment – a survey. *International Journal of Acoustics and Vibration*, v.3, N 3, p.117-127, 1998.